



Universidad
Carlos III de Madrid

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

PROYECTO FIN DE CARRERA

**“SIMULACIÓN TERMODINAMICA Y
ESTUDIO DE VARIAS ESTRATEGIAS DE
CARGA PARCIAL PARA UN MOTOR DE
ENCENDIDO PROVOCADO”**

INGENIERÍA INDUSTRIAL

Autor: Javier Martin Sanz

Tutor: Mathieu Legrand

Leganés, enero de 2013

Agradecimientos

En primer lugar quiero agradecer a mis padres, a mi hermana y a mi pareja por el apoyo incondicional, no sólo durante la realización de este proyecto, sino a lo largo de toda mi carrera, ofreciéndome apoyo y consejo en los momentos de duda.

También me gustaría agradecer a mi tutor, Mathieu Legrand, el haberme permitido realizar este proyecto con él, ya que ha compartido conmigo su experiencia y sus conocimientos para guiarme en el proceso de realización del mismo. Así como a todos los profesores con los que he coincidido en clase, los cuales me han ido inculcando infinidad de conocimientos sobre esta fascinante y casi inabarcable disciplina, la ingeniería industrial.

Por último, me gustaría dar las gracias a algunos de mis amigos y compañeros de clase durante todos estos años, que son muchos para nombrar uno a uno. De ellos y con ellos he aprendido gran parte de la experiencia que hoy tengo. Todas y cada una de las personas nombradas en estos párrafos me han ayudado a superar el desafío que suponía esta carrera, y son los pilares que me han acompañado a construir lo que quiero que sea un futuro lleno de retos nuevos e interesantes.

Resumen

El presente proyecto tiene por objetivo la comparación de las prestaciones de varios motores de encendido provocado con distintas estrategias para la obtención de la carga parcial, basadas todas ellas en la variación de las condiciones del proceso de renovación de la carga.

Las estrategias de carga parcial a comparar son: control mediante válvula de mariposa estranguladora del caudal de admisión y control mediante la variación del ángulo de cierre de la válvula de admisión. Dentro de esta última estrategia se han incluido dos sistemas distintos: sistema *LIVC* (*'Late Inlet Valve Closing'*), basado en el retraso paulatino del cierre de la válvula de admisión, y sistema *EIVC* (*'Early Inlet Valve Closing'*), basado en el adelanto paulatino del cierre de la válvula de admisión respecto al punto muerto inferior.

Con tal fin, se desarrolló un algoritmo informático, creado con el programa de cálculo matricial Matlab y basado en modelos termodinámicos y de flujo isentrópico, capaz de obtener las prestaciones en función de las variables de operación del motor que definen cada sistema evaluado, manteniendo constantes las relativas a los demás procesos que ocurren a lo largo de un ciclo termodinámico. Para limitar la complejidad y el tiempo de cálculo, se hará uso de las hipótesis simplificadoras pertinentes y de correlaciones empíricas (ley de masa quemada, transferencia de calor, y coeficiente de descarga en válvulas).

Palabras clave: Carga parcial, modelo termodinámico, estrategias de control de carga, motor de encendido provocado, consumo efectivo, *'Late Inlet Valve Closing'*, *'Early Inlet Valve Closing'*

Abstract

This project has the target of comparing the performance of several spark ignition engines with different part load strategies, all of them based on the variation in the conditions of the gas exchange process.

The part load strategies that will be compared are: throttle valve which controls the inlet flow, and control by varying the timing of inlet valve closure. Two different systems are included among this last strategy: *LIVC* (*'Late Inlet Valve Closing'*) system, based on gradual delay of inlet valve closing, and *EIVC* (*'Early Inlet Valve Closing'*) system, based on gradual advancement of inlet valve closing with respect to bottom dead center.

For this purpose, a computer algorithm was developed using the matrix calculation program Matlab and based on thermodynamic and isentropic flow models, which is able to get the engine performance in terms of the operating parameters that define each evaluated system, holding constant those relating to the other processes that take place along a thermodynamic cycle. In order to restrict the complexity and the computing time, appropriate simplifying assumptions will be used, as well as empirical correlations for heat transfer, discharge coefficient through valves and burning rate in combustion phase.

Keywords: Part load, thermodynamic model, load control strategies, spark ignition engine, actual consumption, *'Late Inlet Valve Closing'*, *'Early Inlet Valve Closing'*



Índice General

Introducción	1
Objetivos y metodología	2
CAPÍTULO I: Estado del arte	5
1.- Motores de combustión interna alternativos	6
1.1.- Clasificación de los MCIA	6
1.2.- Funcionamiento y elementos	7
2.- Diseño de MCIA: Líneas de desarrollo	8
2.1.- Contaminantes	9
2.2.- Soluciones activas	10
2.3.- Sistemas VVT: ‘ <i>Variable Valve Timing</i> ’	12
3.- Estrategias de carga parcial	13
3.1.- Control mediante válvula de mariposa	15
3.2.- Sistema LIVC: ‘ <i>Late Inlet Valve Closing</i> ’	16
3.3.- Sistema EIVC: ‘ <i>Early Inlet Valve Closing</i> ’	17
3.4.- Otros sistemas	18
4.- Modelado de MCIA	19
4.1.- Clasificación	19

CAPÍTULO II: Modelo del Ciclo Termodinámico	23
1.- Discretización	24
2.- Geometría del motor	26
2.1.- Dimensiones	26
2.2.- Cinemática	27
2.3.- Distribución	30
2.4.- Válvulas	31
3.- Análisis termodinámico	34
3.1.- Hipótesis del modelo	34
3.2.- Análisis del volumen de control	35
4.- Propiedades del fluido de trabajo	39
4.1.- Datos termodinámicos	40
4.2.- Mezcla perfecta	42
4.3.- Propiedades de las mezclas	43
4.4.- Modelo de evolución de la mezcla de trabajo	47
5.- Combustión	49
5.1.- Combustible	50
5.2.- Análisis químico	51
5.3.- Poder calorífico	53
5.4.- Ley de quemado	54
6.- Proceso de renovación de la carga	57
6.1.- Flujo a través de válvulas	58
6.2.- Bloqueo sónico en las válvulas	61
6.3.- Modelado	63
6.4.- Coeficiente de descarga	68
7.- Pérdidas mecánicas	69

7.1.- Modelado	70
8.- Diagrama de flujo	72
9.- Criterio de convergencia	74
10.- Variabilidad del modelo	75
CAPÍTULO III: Actuaciones del Motor con Control de Carga por Mariposa	77
1.- Descripción del motor base para los ensayos	78
1.1.- Parámetros geométricos	78
1.2.- Parámetros de actuación	79
2.- Descripción cualitativa del ciclo	81
2.1.- Diagramas P-V	81
2.2.- Evolución del fluido de trabajo en el cilindro	84
3.- Análisis del flujo a través de las válvulas	86
3.1.- Dependencia con el régimen del motor	86
3.2.- Dependencia con la presión de admisión	89
4.- Cálculo de prestaciones	91
4.1.- Parámetros indicados	91
4.2.- Parámetros efectivos	93
4.3.- Otros Parámetros	97
5.- Prestaciones a plena carga	97
6.- Prestaciones a carga parcial	101
7.- Mejora de las prestaciones a plena carga	104
7.1.- Optimización del RCA	104
7.2.- Resultados de la optimización	108
CAPÍTULO IV: Comparación entre Varias Estrategias de Carga Parcial	113
1.- Control por Mariposa: Sistema turbo vs. Aspiración atmosférica	114
1.1.- Datos de la simulación	114

1.2.- Prestaciones a Plena Carga	116
1.3.- Prestaciones a Carga Parcial	119
2.- Sistema ‘ <i>Late Inlet Valve Closing</i> ’	121
2.1.- Influencia en el proceso de renovación de la carga	122
2.2.- Datos de la simulación	124
2.3.- Control de la Carga Parcial	124
2.4.- Prestaciones a Carga Parcial	126
3.- Sistema ‘ <i>Early Inlet Valve Closing</i> ’	128
3.1.- Influencia en el proceso de renovación de la carga	129
3.2.- Datos de la simulación	131
3.3.- Control de la carga parcial	132
3.4.- Prestaciones a carga parcial	134
4.- ‘Efectividad’ del algoritmo en el cálculo	137
Conclusiones	143
Trabajos futuros	146
Índice de Figuras	147
Bibliografía	151

Introducción

Desde que se diera la voz de alarma sobre el cambio climático, muchos han sido los intentos por reducir la emisión de gases de efecto invernadero. Acuerdos internacionales, como el protocolo de Kioto, han intentado uniformizar las estrategias para controlar la emisión de dichos gases, y especialmente del CO_2 , el cual es, con diferencia, del que mayor cantidad se emite a la atmósfera. En este sentido, el transporte vehicular constituye una parte importante del total de emisiones de CO_2 de origen antrópico, y un sector estratégico sobre el que actuar si se quieren limitar las emisiones globales de CO_2 , y con ello, tratar de frenar el proceso irreversible del cambio climático.

Las emisiones de CO_2 en motores de combustión interna alternativos van ligadas inherentemente al proceso de combustión, de tal manera que la única medida posible para su reducción ha de ir encaminada hacia la reducción del consumo específico del combustible empleado mediante la mejora en la efectividad de los mismos.

El rendimiento de dichos motores suele estar optimizado para un único punto de funcionamiento, normalmente situado en las cercanías de la plena carga. Para grados de carga intermedios, que es la zona de funcionamiento habitual de los motores destinados a automoción, el rendimiento disminuye considerablemente. Se crea, en estas circunstancias, la necesidad de nuevas tecnologías que aumenten la efectividad de los motores en esta zona de trabajo, bien desplazando el punto óptimo a grados de carga menores, o bien aumentando globalmente el rendimiento para todos los grados de carga.

En este proyecto se pretende evaluar las mejoras que, a este respecto, arrojan varias tecnologías. Para este propósito se hará uso de un modelo matemático, basado en la termodinámica y la mecánica de fluidos, que cuantifique las prestaciones a carga parcial de un motor de referencia para las distintas tecnologías evaluadas. Aunque el modelo aquí desarrollado difícilmente tenga una utilidad real en la industria de los motores, se constata que su valor pedagógico es incalculable.

Objetivos y Metodología

El principal objetivo de este proyecto es la comparación de las actuaciones de motores de encendido provocado equivalentes, pero con estrategias de carga parcial diferentes, la cual se obtiene mediante la variación en las condiciones del proceso de renovación de la carga. Para la consecución de este objetivo, se propusieron una serie de objetivos parciales que permitan abordarlo paso por paso:

- A. Construcción de un algoritmo en Matlab, consistente en un modelo predictivo de las actuaciones de motores de encendido provocado, poniendo especial hincapié en el proceso de renovación de la carga,
- B. Cálculo de las prestaciones asociadas a dichas actuaciones, y descripción y estudio, tanto a plena carga como a carga parcial, de un motor de referencia para los análisis comparativos (motor con control de carga mediante mariposa y aspiración atmosférica),
- C. Comparaciones del motor de referencia con motores de igual geometría, pero que poseen distintas estrategias de carga parcial, las cuales inciden únicamente en el proceso de renovación de la carga mediante la variación del tiempo de cierre de la válvula de admisión, o bien de las condiciones termodinámicas en los colectores de admisión y escape.

Para la implementación del modelo predictivo, se ha ido construyendo la base teórica en la que se asienta, para entender el sistema completo parte por parte, y comprender las relaciones que entre sus partes aparecen. Los pasos seguidos a la hora de construir el algoritmo han sido:

- 1. Elección de las hipótesis simplificadoras pertinentes para limitar la complejidad del cálculo, pero que permitan estudiar, al menos cualitativamente, las prestaciones del motor a cargas parciales,

2. Estudio y deducción de las ecuaciones que rigen los distintos fenómenos termodinámicos en base a esas hipótesis,
3. Búsqueda de correlaciones basadas en la experimentación para los fenómenos termodinámicos más complejos que no admitan una simplificación coherente con el resto,
4. Discretización de las ecuaciones diferenciales,
5. Estudio de todos los subsistemas en los que se divide el modelo y de la relación de unos con otros,
6. Implementación del algoritmo de cálculo,
7. Obtención de los parámetros que definen las prestaciones y presentación mediante gráficas.

Capítulo I

Estado del Arte

No hay lugar a duda que los motores de combustión interna alternativos, denominados también *MCIA*, han revolucionado el transporte, hasta el punto de que hoy en día se producen millones de unidades al año, abarcando infinidad de potencias y configuraciones.

Actualmente, el motor de combustión interna alternativo es una de las principales fuentes de potencia mecánica en nuestra sociedad, y su uso abarca desde la propulsión marina e instalaciones de cogeneración, con potencias cercanas a los 100 MW, hasta motores de modelismo, con potencias del orden de los 100 W. Los primeros requieren el uso de grandes motores diesel de dos tiempos y de baja velocidad, con cilindros de hasta un metro de diámetro, mientras que los últimos normalmente son motores de gasolina de dos tiempos, con cilindros de alrededor de 10 mm de diámetro. Entre estos dos extremos se encuentran los motores de automoción para el transporte por carretera (como automóviles, camiones o motocicletas), propulsión ferroviaria, maquinaria agrícola, maquinaria de obras públicas y pequeños motores industriales (accionamiento de bombas, compresores, etc.).

1.- Motores de Combustión Interna Alternativos

Motores, por definición, son todos aquellos dispositivos que permiten transformar cualquier tipo de energía en movimiento, es decir, en energía mecánica. Dentro de esta definición caben muchos tipos de motores, dependiendo de la energía que empleen para producir el movimiento. Así, los puede haber que usen energía eléctrica o energía térmica.

Los motores que usan energía térmica, han de transferir esta energía a un fluido, llamado fluido de trabajo, el cual realizará un ciclo termodinámico con el fin de que realice un trabajo mecánico. Dicha energía térmica la pueden obtener directamente (energía solar, geotérmica, etc), o la pueden obtener de la energía química almacenada en los combustibles, transformándola en energía térmica mediante la combustión de estos. Dicha combustión se puede realizar en el propio fluido de trabajo, o externo a este. De acuerdo a esta distinción aparecen dos tipos de motores térmicos: de combustión externa (como la máquina de vapor) y de combustión interna. Los motores de combustión interna se clasifican en dos tipos:

- ✓ Motores de Combustión Continua: Aquellos en donde la combustión se realiza de manera continuada, y el fluido de trabajo ha de atravesar el motor, realizando todos los procesos del ciclo de trabajo, de forma continua. Estos motores, por consiguiente, han de estar abiertos desde la entrada hasta la salida de los mismos. Un ejemplo de este tipo de motores es el turborreactor.
- ✓ Motores de Combustión Discontinua: Aquellos en donde la combustión se realiza de manera intermitente, generalmente en el mismo espacio donde el fluido de trabajo realiza el resto de procesos del ciclo termodinámico.

El grupo más numeroso de este último tipo de motores es el de los motores de combustión interna alternativos, en los cuales el fluido, encerrado en un espacio cerrado, ejerce un trabajo sobre una superficie móvil. Se detallará en el siguiente apartado el método por el cual se obtiene trabajo del fluido.

1.1.- Clasificación de los MCIA

Debido a la complejidad y al gran número de fenómenos que ocurren en un motor de combustión interna alternativo, estos se pueden clasificar de múltiples formas, en base a numerosos criterios. Algunos de ellos pueden ser: el ciclo de trabajo (distinguiendo entre motores de dos o de cuatro tiempos), la presión de admisión (motores atmosféricos o turboalimentados), el tipo de combustible utilizado, el modo de adición del combustible, el sistema de control de carga, el número y orientación de los

cilindros, etc. No obstante, la clasificación más importante quizá sea la referente al proceso de combustión. Bajo este criterio se tienen dos tipos de motores:

- ✓ Motores de encendido por compresión (MEC): En estos motores, también conocidos como motores Diesel, la combustión se inicia mediante el autoencendido de la mezcla al llegar a cierta temperatura propiciado por el proceso de compresión. Durante el proceso de admisión se introduce en el cilindro únicamente aire fresco, y el combustible se suele añadir, mediante inyectores, hacia el final de la carrera de compresión, cercano al punto muerto superior. Es común que, una vez se haya iniciado la combustión, se siga inyectando combustible, formando en estos casos llamas de difusión. En este tipo de motores la combustión está muy influenciada por el modo de inyección del combustible, así como por la geometría de la cámara de combustión.
- ✓ Motores de encendido provocado (MEP): En este tipo de motores la combustión se inicia mediante un aporte externo de energía, generalmente mediante un arco eléctrico entre dos electrodos de una bujía, por lo que con este sistema es posible controlar el momento del encendido de la mezcla. En estos motores el proceso de combustión se produce mediante el avance de un frente de llama que recorre la cámara de combustión desde la bujía, dividiendo el cilindro en dos zonas claramente definidas, una, situada en el sentido de avance del frente de llama, con gases frescos carburados, y otra, detrás del mismo, con gases productos de la combustión.

Los motores que se estudiarán en este proyecto, según las clasificaciones aquí descritas, serán motores de combustión interna alternativos de cuatro tiempos y de encendido provocado.

1.2.- Funcionamiento y Elementos

Los motores de combustión interna alternativos (MCIA) son máquinas muy complejas en las que confluyen gran cantidad de elementos y de disciplinas de la ingeniería. Con carácter general se pueden distinguir: el sistema de renovación de la carga, con los colectores y las válvulas, el sistema de distribución, con los árboles de levas que mueven los balancines, los cuales gobiernan la apertura y cierre de las válvulas, el sistema de refrigeración, el sistema de suministro de combustible y el sistema de transmisión de potencia, con el cilindro, el eje y el conjunto biela-manivela.

En un motor de combustión interna alternativo de cuatro tiempos, el aire fresco se introduce, a través del colector de admisión y pasando primero por un filtro de aire, al cilindro cuando la válvula de admisión se encuentra abierta. Una vez se ha cerrado la válvula, se comprime el fluido por medio del pistón hasta que, estando cerca de su

volumen mínimo (punto muerto superior), se inicia el proceso de combustión, que hace aumentar la temperatura y la presión en el cilindro. Cuando el pistón empieza a descender, este es empujado por el fluido debido a la sobrepresión, transmitiendo el trabajo recibido al eje por medio del sistema biela-manivela. Una vez el pistón se acerca al máximo volumen (punto muerto inferior), se abre la válvula de escape, permitiendo que los gases, producto de la combustión, sean expulsados a la atmósfera a través del colector de escape. Cuando la válvula de escape empieza a cerrarse, la válvula de admisión comienza a abrirse, permitiendo la entrada de aire fresco, o aire fresco carburado en el caso de MEP, iniciando de nuevo el ciclo aquí descrito.

2.- Diseño de Motores: Desarrollo Actual

Desde que fuera inventado a finales del siglo XIX, el motor de combustión interna alternativo ha tenido que superar una serie de problemas y nuevas exigencias que, con el paso del tiempo, se le han ido presentando. Los dos condicionantes más importantes actualmente son la emisión de contaminantes y el consumo de combustible, debido, principalmente, a la creciente preocupación por el medio ambiente y a la inminente escasez de combustibles fósiles. Es por ello, que la Unión Europea ha ido desarrollando una serie de normativas de obligado cumplimiento, denominadas genéricamente Normas Euro [1.1], tendentes a la limitación en las emisiones de ciertos contaminantes, y en las que se prevé también la incorporación de limitaciones al consumo de combustible.

Para cumplir estas exigencias que la Unión Europea impone, los fabricantes de motores han ido desarrollando varias soluciones tecnológicas que inciden en distintas estrategias. Dichas soluciones, tendentes a la reducción de emisiones contaminantes, se podrían englobar en dos tipos:

- ✓ Soluciones pasivas: Aquellas que tratan de reducir las emisiones a la atmósfera mediante la instalación de sistemas de post-tratamiento de gases residuales, también llamados sistemas ‘*end-of-pipe*’, entre la salida del motor y el tubo de escape. Dentro de este grupo se encontraría el catalizador de tres vías.
- ✓ Soluciones activas: Aquellas que tratan de reducir la producción de contaminantes dentro del motor mediante la variación de las condiciones de operación y, especialmente, de la combustión. Estas soluciones afectan al diseño del motor y a sus componentes. Generalmente, estas soluciones activas suelen tener también una repercusión positiva en el consumo específico de los motores.

2.1.- Contaminantes

La mayoría de las emisiones de gases contaminantes que producen los motores de combustión interna son debidas, precisamente, a las reacciones químicas relativas a la combustión de los combustibles (hidrocarburos portadores de la energía necesaria que hace funcionar a los motores) con el aire fresco aspirado por el motor, el cual contiene oxígeno molecular (comburente necesario para la oxidación de dichos hidrocarburos), y nitrógeno, gas mayoritariamente inerte. Dichas emisiones son conocidas como “contaminantes primarios”. Además, ciertas especies químicas emitidas por los motores reaccionan posteriormente en la atmósfera formando otros productos igualmente contaminantes, llamados “contaminantes secundarios”.

En este apartado se describirán brevemente los contaminantes primarios, que dependen directamente de las condiciones de operación de los motores, pero no los contaminantes secundarios, ya que al formarse libremente fuera de los dominios de los motores, quedan fuera del control de estos. Dentro de los contaminantes primarios encontramos:

- ✓ Dióxido de carbono (CO_2): Es un producto inherente al proceso de combustión de hidrocarburos, por lo que su reducción en las emisiones pasa por disminuir la cantidad de combustible quemado en el motor ya que dichas emisiones son proporcionales al consumo específico (así, una disminución del consumo implica también una disminución en las emisiones de CO_2 para la misma potencia útil producida). Se encuentra de manera natural en la atmósfera (también lo emiten la mayoría de los seres vivos, así como emanaciones naturales, erupciones volcánicas, desorción/absorción océanos, incendios...) y en proporciones naturales no se considera como contaminante. Sin embargo, las emisiones actuales son tan importantes que su concentración en la atmósfera terrestre sube peligrosamente. El CO_2 es uno de los gases de efecto invernadero con menor potencial molecular, 21 veces menor que el CH_4 y 310 veces menor que el N_2O [1.2], aunque dada su mayor concentración es el que más contribuye a este, con el 76% [1.3], por lo que su peligrosidad directa para el ser humano reside únicamente en los casos en los que haya una gran concentración.
- ✓ Monóxido de carbono (CO): Compuesto que aparece cuando la combustión (u oxidación) de los hidrocarburos se realiza de manera incompleta, bien por no haber tiempo suficiente para la combustión completa dentro del cilindro antes de abrir la válvula de escape (tiempos de residencia cortos), bien porque la combustión se realiza a baja temperatura o en condiciones globales de mezcla rica, en las cuales no hay suficiente oxígeno para oxidar completamente los hidrocarburos. Su reducción pasa, pues, por un control exhaustivo del dosado. Es un compuesto altamente reactivo, por lo que es propenso a formar otros contaminantes secundarios.

- ✓ Óxidos de Nitrógeno (NO_x): Esta familia de compuestos (entre los que se encuentran, en orden de importancia, el NO, el NO_2 , el N_2O , el NO_3 y el N_2O_3) se originan, principalmente, por la oxidación del nitrógeno presente en el aire atmosférico a altas temperaturas (superiores a 1500 K), el cual se usa como comburente en la combustión, aunque también puede venir del nitrógeno presente en ciertos combustibles [1.4]. Su formación se ve agravada por las altas temperaturas alcanzadas en el motor, que ayudan a la disociación del nitrógeno molecular y su posterior reacción con radicales de oxígeno, presentes en la combustión, por lo que limitando dichas temperaturas se suele conseguir disminuir su emisión. Este grupo de contaminantes es muy nocivo, ya que algunos de sus compuestos son causantes de la lluvia ácida y del *smog* fotoquímico, además de participar en el efecto invernadero, en la destrucción del ozono estratosférico y en la producción de ozono troposférico.
- ✓ Hidrocarburos inquemados: Los hidrocarburos sin quemar se forman, principalmente, debido a la combustión incompleta del combustible dentro del cilindro. Esta mala combustión puede producirse por diversos motivos, como por ejemplo, el apagado de la llama en las proximidades de la pared, por insuficiente evaporación del combustible, cortocircuito de la carga fresca hacia el escape, o dosados locales altos. Al ser, principalmente, radicales intermedios en el proceso de combustión, tienen una gran reactividad, produciendo rápidamente contaminantes secundarios. Algunos de ellos son compuesto policíclicos y aromáticos, considerados en la actualidad como sustancias cancerígenas. También son causantes del *smog* fotoquímico.

2.2.- Soluciones Activas

Como se dijo anteriormente, las soluciones activas son aquellas que, incidiendo en las condiciones de operación o en el diseño del motor, buscan una mejora en las prestaciones, principalmente en las relacionadas con la efectividad y la contaminación. Se describen a continuación alguna de estas soluciones, las cuales se encuentran actualmente en uso:

- ✓ Recirculación de Gases de Escape (EGR):

Este sistema cortocircuita cierta cantidad de gases de escape (regulada mediante una o varias válvulas) para reintroducirlos en el colector de admisión y diluirlos con el aire fresco carburado, aunque también se puede regular mediante la variación del diagrama de distribución de las válvulas (llamado, en estos casos EGR interno). Con esta mezcla se consigue que los gases de escape, que suelen ser inertes y no participan

químicamente en la combustión, limiten la concentración, y por ello la masa, de oxígeno en el cilindro, quemando menos combustible del que cabría y reduciendo la velocidad de combustión, además de absorber parte importante del calor liberado en ésta (ya que tienen mayor calor específico que los gases frescos). Con estos efectos se consigue reducir significativamente la temperatura de la llama, reduciendo, en consecuencia, la formación de óxidos de nitrógeno por mecanismos térmicos. Si el gas recirculado se enfría previamente, se reducirá en mayor medida la formación de NO_x . El sistema EGR se suele desconectar a plena carga para permitir la entrada de mayor cantidad de mezcla fresca y conseguir así mayor presión media efectiva (mayor par motor, con el consiguiente aumento de potencia).

✓ Encendido por Compresión de Carga Homogénea (HCCI):

Esta estrategia, que ha dado lugar a prototipos para nuevas configuraciones de motores, consiste en conseguir la autoignición por compresión de mezclas muy pobres y homogéneas de combustible y aire fresco, obteniendo, pues, unas características en los motores a medio camino entre las de los Diesel y las de los de encendido provocado, aunando las ventajas de uno y otro motor (mayor relación de compresión y mayor velocidad de combustión). El combustible más común es la gasolina, aunque también pueden trabajar satisfactoriamente con gas natural, biogás y etanol.

Como la autoignición se produce de manera global e instantánea en todo el volumen, no existe una propagación de la combustión por frente de llama, por lo que se evitan las altas temperaturas locales que provocan la formación de óxidos de nitrógeno, además de quemar el combustible más eficientemente, reduciendo así la emisión de hidrocarburos sin quemar y de monóxido de carbono. Aparte, para poder detonar la mezcla, las relaciones de compresión son más altas que en un motor de encendido provocado (parecidas a los Diesel, en torno a 20:1), así se puede conseguir una presión media indicada parecida a los motores Diesel, pero con un menor consumo (debido a su mezcla pobre, en comparación con la mezcla estequiométrica de los motores de encendido provocado convencionales). Esto hace que su rendimiento sea mayor, sobre todo a cargas parciales, ya que éstas se controlan disminuyendo la cantidad de combustible, como en los motores diesel. No obstante, hay un límite inferior de riqueza a partir del cual la mezcla no detona. Sin embargo, a plena carga la mezcla es más rica y la temperatura mayor, por lo que pueden aparecer combustiones detonantes y no controladas que deterioran los componentes. En estos casos se suele quemar una mezcla estequiométrica mediante chispa, como en los motores de gasolina convencionales.

✓ Combustión estratificada:

Esta estrategia consiste en el control de la carga, en motores de ignición forzada, mediante la variación en la cantidad de combustible introducido, pero no en la de aire

fresco, la cual sería similar en todos los grados de carga. De esta manera, a bajos grados de carga la proporción de aire fresco y combustible sería globalmente pobre, por lo que, teóricamente, no se podría propagar la llama. La base de esta estrategia consiste en inyectar el combustible, directamente en el cilindro, inmediatamente antes de la descarga eléctrica de la bujía, concentrando, de esta manera, la gasolina alrededor del punto de ignición, y sin casi presencia de ésta en el resto del cilindro. Con esto se logran, alrededor del punto de ignición, concentraciones superiores a la estequiométrica, posibilitando, así, la combustión de toda la gasolina inyectada en el cilindro a temperaturas relativamente bajas, todo ello manteniendo pobre el dosado global en el cilindro. Esta estrategia consigue mejorar la efectividad a bajos grados de carga de los motores de encendido provocado, ya que evita la utilización de una válvula de mariposa para el control de la carga [1.5].

✓ Downsizing:

Se conoce con esta denominación a la estrategia basada en la disminución de la cilindrada unitaria del motor y su posterior turboalimentación para que ofrezca unas prestaciones, en cuanto a potencia y par, parecidas al motor primigenio. Al disminuir el tamaño se reduce la proporción entre el área y el volumen del cilindro, disminuyendo relativamente las pérdidas térmicas, y al turboalimentarlo se reducen las pérdidas mecánicas. Esto hace que el consumo efectivo sea más bajo con respecto al motor primigenio. Con esta estrategia se obtienen menores emisiones de hidrocarburos sin quemar, y también menores emisiones de monóxido de carbono a carga parcial [1.6].

2.3.- Sistemas VVT: ‘Variable Valve Timing’

Otra estrategia, desarrollada a lo largo de los años, encaminada a mejorar las prestaciones y eficiencia del motor ha sido la de dotar a los motores de sistemas de distribución variable. Bajo este contexto, las diferentes marcas de motores han ido desarrollando distintas tecnologías que pueden incidir de manera diferente en la apertura de las válvulas. Así, por ejemplo, existen sistemas que varían el perfil de alza de las válvulas o el levantamiento máximo de las mismas, o que varían el ángulo de desfase entre el árbol de levas de la admisión y el de escape.

En los casos de levantamiento variable, lo más común es contar con sistemas de dos levas con perfiles distintos unidas a sendos balancines, y que un sistema hidráulico active un balancín u otro a partir de ciertas condiciones de operación. En los casos de variación en la sincronización de los árboles de levas es común encontrar sistemas continuamente variables que, mediante una serie de engranajes acoplados al sistema de

distribución, permiten variar el ángulo relativo entre ambos arboles de levas a lo largo de un rango más o menos amplio, pero sin variar el tiempo de apertura de las válvulas.

Sin embargo, últimamente están apareciendo sistemas que son capaces de variar tanto el levantamiento como el tiempo de apertura de las válvulas. Esto se consigue sustituyendo el balancín por un sistema basculante capaz de combinar el perfil de dos levas distintas [1.7]. Mediante el cambio de fase entre las dos levas se puede modificar tanto el tiempo de apertura como el perfil de alza de la válvula, ofreciendo así una gran versatilidad. Todos los sistemas descritos suelen ir implementados en la válvula de admisión, aunque también se pueden implementar en ambas válvulas, consiguiendo sistemas mucho más versátiles.

3.- Estrategias de Carga Parcial

Los motores de combustión interna alternativos suelen presentar varios grados de libertad en su funcionamiento. En el caso de motores destinados a actividades de automoción los grados de libertad se reducen a dos, típicamente definidas por el régimen de giro al que trabaja y el par que produce [1.8]. De hecho, aunque el punto óptimo de funcionamiento se encuentre a un régimen de giro y a un valor de carga concretos, dichos motores son capaces de trabajar adecuadamente en un amplio rango de velocidades y de estados de carga, lo que les confiere un amplio rango de trabajo, además de tener una respuesta bastante adecuada en aplicaciones donde las condiciones de trabajo son altamente transitorias, como en aplicaciones automotrices.

En los motores de automoción, el régimen de giro del motor no es una variable que se pueda controlar directamente. En estos casos, los dos grados de libertad representativos son el grado de carga suministrado al motor y el par resistente (o par de frenada) del elemento accionado por el mismo, de tal manera que la evolución del régimen de giro vendrá determinada por esta pareja de variables [1.9]. En cuanto al uso habitual de los motores de automoción, aunque estos pueden operar en un rango muy amplio, la mayoría del tiempo suelen trabajar por debajo del par máximo que son capaces de ofrecer, llegando a dichos valores solo en casos puntuales cercanos a la plena carga (más o menos coincidente con la posición extrema del pedal de aceleración) como en momentos de máxima aceleración o remonte de pendientes. En el caso de la potencia máxima, ésta se obtiene muy rara vez, sobre todo porque se suele encontrar a regímenes de giro bastante altos.

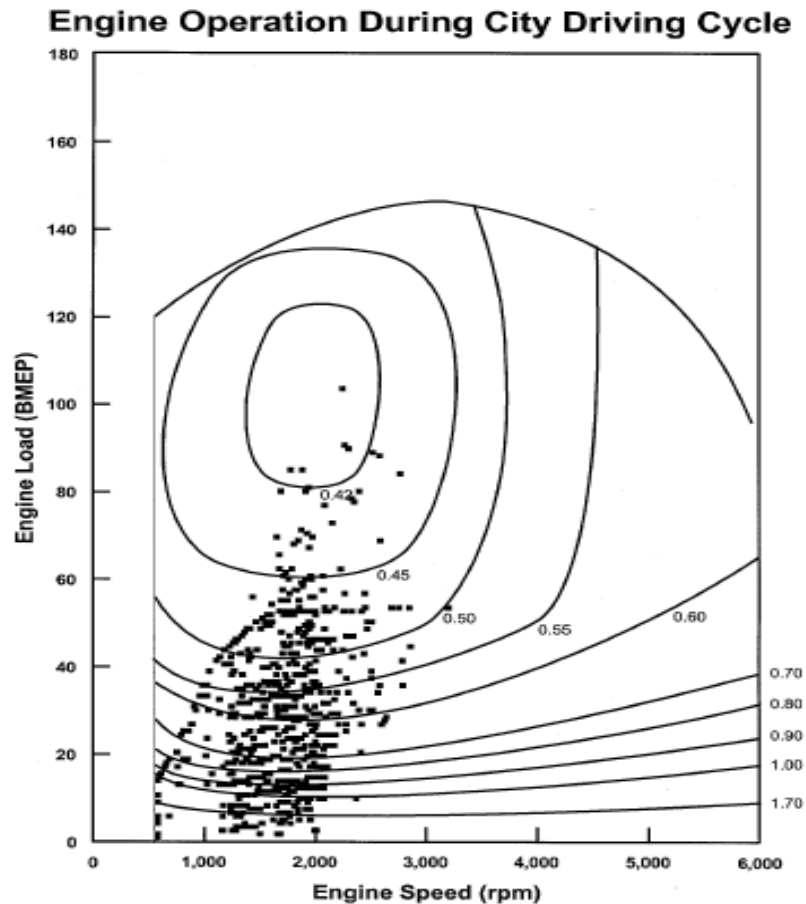


Fig. 1.1: Puntos de trabajo habitual de un motor de automoción durante conducción en ciudad [1.10]

Se puede decir, con carácter general, que el rango habitual de trabajo de los motores destinados a automoción se suele encontrar a regímenes de giro bajos y medios y a grados de carga intermedios. En cuanto a los valores numéricos del rango de trabajo, estos varían ampliamente de unos motores a otros, especialmente influenciados por el tamaño y tipo del mismo, por el estilo de conducción del usuario y por la zona de tránsito del vehículo (ciudad, autopista, etc). No obstante, unos valores orientativos para la zona habitual de trabajo del motor podrían ser de entre 1000rpm y 4000-5000rpm para el régimen de giro y de entre un 25-30% hasta un 85-90% de grado de carga, referido este al par máximo que el motor es capaz de ofrecer a cada régimen de giro del motor.

En el caso de motores habituales de encendido provocado, en los que el combustible se suele añadir al aire fresco antes de su entrada al cilindro, bien sea mediante carburador o mediante inyectores situados en el colector de admisión, el control de la carga se realiza controlando la masa de aire fresco carburado que se introduce al cilindro. Para estos casos, existen distintas estrategias que controlan la masa de aire fresco carburado que entra al cilindro incidiendo en unas u otras condiciones relativas al proceso de renovación de la carga. Se mostrarán a continuación algunas de ellas:

3.1.- Control Mediante Válvula de Mariposa

Este sistema, que tradicionalmente es el más usado en los motores de encendido provocado desde que fueron inventados, se basa en el control de la masa introducida al cilindro mediante la variación de la densidad del aire carburado introducido.

Dicha variación de densidad se consigue a través de la variación de la presión en el colector de admisión mediante el uso de una válvula de mariposa. Esta válvula, situada en el interior del colector de admisión, varía, mediante el grado de apertura de la misma, el área de paso disponible en una sección del colector, lo que hace aumentar la pérdida de carga del fluido. Es esta pérdida de carga isoterma (por no haber variación apreciable de energía cinética aguas abajo de la válvula), en última instancia, la que consigue regular la presión de admisión. Como se puede observar en el siguiente diagrama, esta variación en la presión de escape hace variar el trabajo obtenido del fluido, reflejado aquí mediante el área encerrada dentro de la curva de la evolución de la presión del fluido frente a la evolución en el volumen.

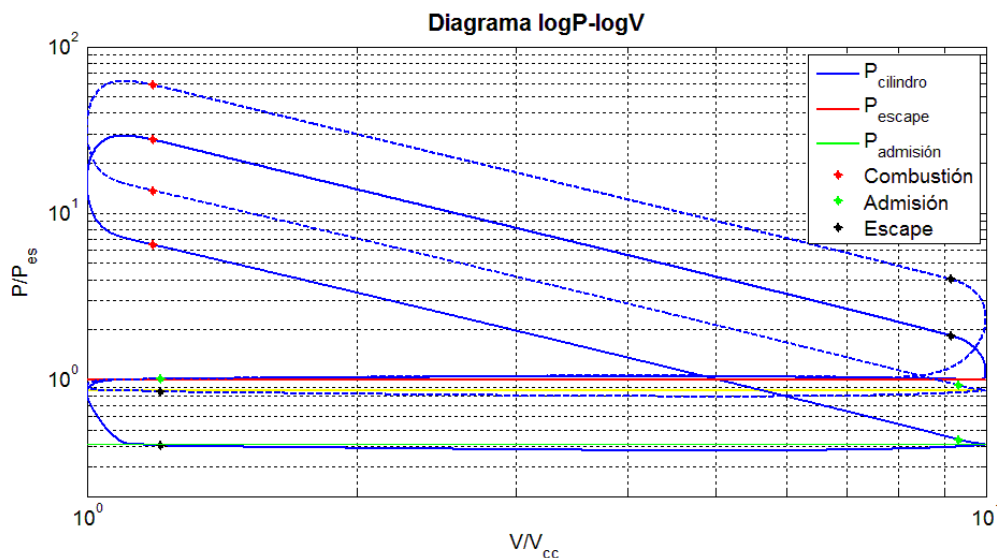


Fig. 1.2: Diagrama P-V logarítmico para control de carga mediante mariposa

Como se puede comprobar, el área encerrada por la curva en el diagrama mostrado presenta dos partes diferenciadas, la parte superior corresponde al trabajo positivo obtenido del fluido y la parte inferior al trabajo negativo empleado en la renovación de la carga, es decir, en expulsar los gases quemados y admitir nuevos gases frescos carburados. El trabajo que realmente se puede obtener del fluido sería, pues, la diferencia del área de la parte superior menos la de la parte inferior (no olvidar que aquí los ejes son en base logarítmica para enfatizar el bucle de baja presión, por lo que no se podrían restar directamente).

Como se observa, a medida que disminuye la presión de admisión, aparte de disminuir el trabajo obtenido del fluido, el trabajo necesario para la renovación de la carga aumenta considerablemente, haciendo que, a grados de carga muy bajos, ambos

trabajos lleguen a ser equiparables y el trabajo neto casi nulo. Esto origina, en última instancia, unos consumos específicos muy altos a bajos grados de carga. Para tratar de disminuir el consumo específico obtenido a bajos grados de carga, la solución pasaría, principalmente, por tratar de reducir todo lo posible el trabajo invertido en la renovación de la carga, llamado también trabajo de bombeo, originado por la válvula de mariposa.

3.2.- Sistema LIVC: ‘Late Inlet Valve Closing’

Este sistema, basado en una distribución continuamente variable, consiste en el retraso paulatino del cierre de la admisión, dejando fijos el resto de ángulos de la distribución, más allá del correspondiente a plena carga. Con esto se consigue que, una vez iniciada la carrera ascendente del pistón tras la carrera de admisión, parte de los gases admitidos al cilindro vuelvan a ser expulsados al colector de admisión, limitando así la masa de aire fresco carburado que entra al cilindro. Como se puede observar en el siguiente diagrama, esto hace que el trabajo obtenido sea menor según se retrasa el cierre de la admisión.

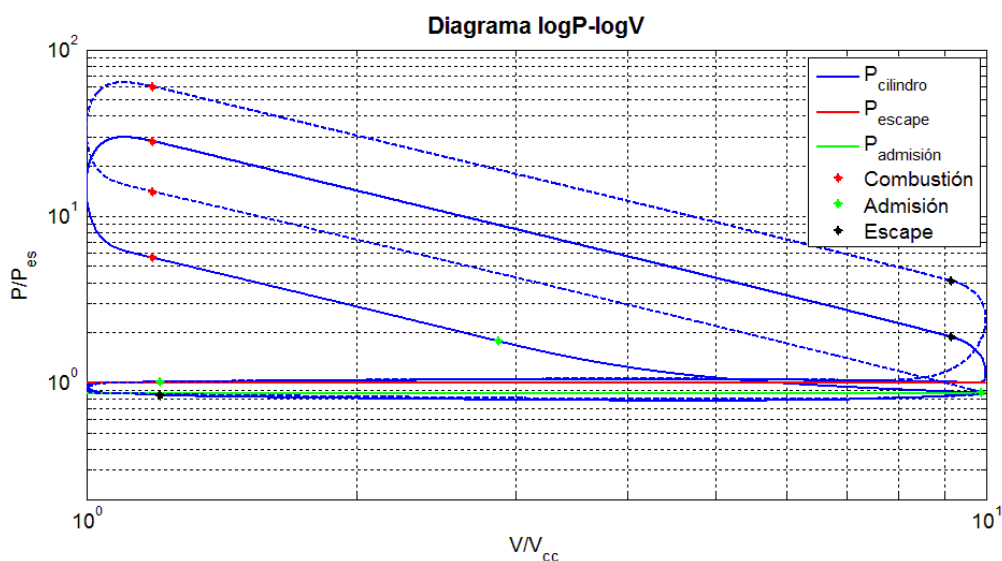


Fig. 1.3: Diagrama P-V logarítmico para control de carga mediante sistema LIVC

Otro fenómeno destacable en este diagrama es que, aunque disminuya el grado de carga, el trabajo de bombeo se mantiene prácticamente constante, e incluso disminuye ligeramente con este, ya que la presión de admisión es la misma para todos los grados de carga. De esta manera, habiendo disminuido considerablemente el trabajo de bombeo respecto al asociado al control mediante válvula de mariposa, se aumenta en gran medida la efectividad a bajos grados de carga.

No obstante, este sistema no es adecuado para un control total de la carga parcial, ya que, a bajos grados de carga, la cantidad de aire necesaria es tan baja que la

válvula de admisión ha de cerrarse en momentos cercanos al inicio de la combustión de la mezcla, obteniendo en estos casos una compresión de la mezcla casi nula. Además, esto puede hacer que la combustión tenga que comenzar mas tarde del inicio ideal para bajos grados de carga, apareciendo un conflicto entre ambos fenómenos [1.11]. Esto hace que el rango disponible para carga parcial este limitado por el proceso de combustión.

3.3.- Sistema EIVC: ‘Early Inlet Valve Closing’

Este sistema, basado también en una distribución continuamente variable, tiene una filosofía contraria al sistema anterior, consistente en el adelanto paulatino del cierre de la admisión, dejando fijos el resto de ángulos de la distribución, a momentos anteriores al correspondiente a plena carga. Con esto se consigue cerrar la válvula de admisión una vez se ha introducido en el cilindro la cantidad de aire fresco carburado deseada. Esto puede ocurrir incluso en algún punto de la carrera descendente del pistón. En estos casos, desde el cierre de la válvula de admisión y hasta el final de la carrera descendente, el aire encerrado en el cilindro se expande disminuyendo su presión, como se puede observar en el siguiente diagrama:

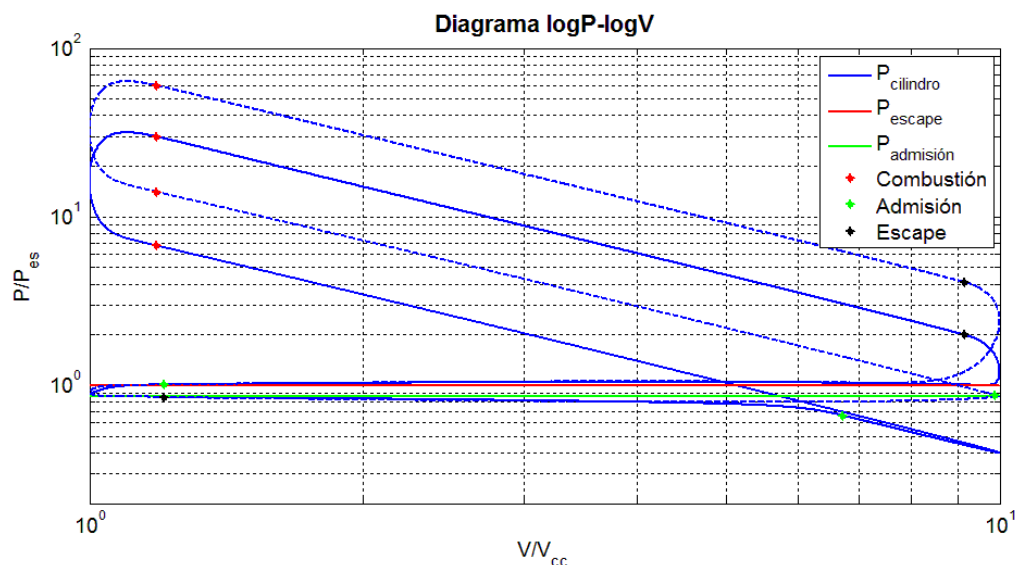


Fig. 1.4: Diagrama P-V logarítmico para control de carga mediante sistema EIVC

Un vez que el pistón comienza su carrera ascendente, el fluido comienza a comprimirse desde esa presión menor que la de admisión. Esto hace que el trabajo neto obtenido sea menor que el asociado a plena carga. Atendiendo al bucle de renovación de la carga, se observa que una pequeña parte del trabajo de bombeo esta originado por ese proceso de expansión-compresión, el cual es debido a la irreversibilidad y a los procesos de intercambio de calor que ocurren en el cilindro [1.11]. Además, se observa que el

trabajo de bombeo disminuye según disminuye el grado de carga. Esto último origina mayor efectividad que el control por mariposa, e incluso que el sistema *LIVC*, a bajos grados de carga. Este sistema ofrece un control total de la carga, ya que, en principio, no hay límite para la reducción de la masa de aire fresco carburado encerrado en el cilindro [1.11].

3.4.- Otros Sistemas

No obstante todo lo relatado anteriormente, también existen otros sistemas para el control de carga que no inciden directamente en las condiciones del proceso de renovación de la carga, en las que se incluirían la distribución o la presión de admisión. A continuación se describirán brevemente dos de ellos:

- ✓ Sistema EGR: Como ya se comentó anteriormente, este sistema cortocircuita cierta cantidad de gases residuales para reintroducirlos en el colector de admisión y diluirlos con el aire fresco carburado. Sin embargo, también es posible incidir en la cantidad de gases de escape encerrados en el cilindro mediante el control de la distribución de las válvulas. En estos casos, se habla de EGR interno. Aunque los sistemas EGR no limitan la cantidad de gases que entran al cilindro, sí limitan la de aire fresco carburado que se introduce. Esto consigue limitar la cantidad de combustible que es capaz de ser quemado en un ciclo, limitando así el par y la potencia entregada por el motor. No obstante, el rango de carga parcial que es capaz de aportar este sistema es limitado, ya que, según aumenta la proporción de gases residuales, la combustión se vuelve más inestable, llegando incluso a no producirse. Sin embargo, aunque no se pueda utilizar para el control de la carga parcial, si se puede usar junto con otros sistemas, produciendo buenos resultados [1.12].
- ✓ Desactivación de cilindros: Otra opción para limitar el par que entrega el motor es desactivar grupos de cilindros mediante la desactivación de las válvulas de admisión. De esta manera, cada cilindro individual que sigue funcionando trabajará a mayores niveles de carga, siendo así menores las pérdidas por bombeo y mayor la efectividad. No obstante, esta solución no se suele emplear en motores de menos de 6 cilindros, ya que la desactivación de alguno de ellos originaría una descompensación en la entrega del par al eje, produciendo inestabilidad en el eje.

4.- Modelado de Motores

El modelado de un motor, como de cualquier otro sistema, consiste en la representación, mediante modelos matemáticos, implementados como algoritmos, de los fenómenos más relevantes que ocurren dentro del mismo, así como de sus posibles interacciones con el entorno. Dichos modelos matemáticos resuelven las ecuaciones que representan, con mayor o menor fidelidad, los procesos físicos que dominan los fenómenos que se pretenden modelar. El nivel de exactitud del modelo vendrá determinado por las hipótesis simplificadoras en las que se base.

Debido al constante desarrollo en las tecnologías vinculadas a los motores alternativos de combustión interna, el modelado de motores se ha convertido en una herramienta muy importante a la hora de diseñar nuevos motores o nuevas tecnologías. La principal razón de ello se debe al ahorro económico y de tiempo que su uso conlleva en la fase de desarrollo de los motores, ya que se podría predecir su comportamiento, o incluso evaluar distintas opciones de diseño, sin necesidad de construir prototipos.

Habitualmente, los modelos empleados suelen ser modelos predictivos, ya que su función es la de predecir las prestaciones de un motor, o un sistema que forme parte de este, a partir de sus características geométricas y de las condiciones de funcionamiento. Sin embargo, existen también otro tipo de modelos, llamados modelos de diagnóstico, en los cuales se busca, mediante el uso de datos experimentales, la obtención de información relevante que no se puede obtener directamente mediante ensayos. Un mismo modelo puede funcionar como predictivo o de diagnóstico únicamente reestructurándolo para cambiar las variables de salida o de entrada, en función de las necesarias en cada caso [1.13]. No obstante, gracias al avanzado desarrollo en micro controladores y sensores, se han desarrollado otro tipo de modelos, llamados modelos de control, que, mediante la recopilación de datos *in situ* sobre ciertas variables del motor y de la posición del acelerador, controlan la actuación de este, incidiendo en los parámetros necesarios, tales como la distribución, la apertura de la mariposa, el avance al encendido o el tiempo de inyección.

4.1.- Clasificación de modelos

Debido a la complejidad que los modelos suelen tener, ya que suelen estar formados por varios subsistemas, no hay una clasificación unívoca en la que se puedan inscribir todos los tipos, sino que, dependiendo de diversos aspectos de los modelos, se pueden realizar múltiples clasificaciones o identificaciones. Así, en una primera clasificación, se pueden dividir en termodinámicos o fluido-dinámicos, dependiendo de si su estructura principal está basada en las leyes de uno u otro campo de estudio. Otro tipo de modelos, llamados fenomenológicos, utilizan relaciones empíricas para modelar algunos fenómenos o aspectos, como el proceso de combustión o la transmisión de calor

a las paredes, más allá de las ecuaciones de conservación de la energía [1.14]. Otras clasificaciones posibles pueden depender del nivel de resolución temporal o espacial, o del nivel de complejidad de los modelos utilizados, o incluso de los sistemas de un motor que se van a tener en cuenta en el modelo.

Los modelos de motores suelen estar formados por varios subsistemas, los cuales pueden tener características diferentes entre ellos. No obstante, el nivel de precisión de todos ellos ha de ser parecido, ya que la del modelo global no será mayor a la del subsistema menos preciso [1.14]. Distintos tipos de niveles de precisión se pueden obtener, tanto en función de la variable temporal como de las variables espaciales. En función de la variación temporal de las magnitudes que se vaya a tener en cuenta, los modelos se pueden clasificar como sigue [1.15]:

- ✓ Estacionarios: No se tienen en cuenta las variaciones temporales de las propiedades físicas ni de las variables de entrada del modelo.
- ✓ Cuasiestacionarios: No se tienen en cuenta las variaciones temporales de las propiedades físicas, pero sí de las variables de entrada al modelo. Así se obtienen resultados variables en el tiempo aplicando una sucesión de estados estacionarios.
- ✓ Transitorios: Se tienen en cuenta las variaciones temporales tanto de las propiedades físicas como de las variables de entrada al modelo, de tal manera que, en las ecuaciones del modelo aparecerán términos con derivadas totales o parciales en función del tiempo.

En función del modo de representación espacial de los fenómenos físicos, los modelos se pueden clasificar de la siguiente manera:

- ✓ Cerodimensionales: Modelos en los que no hay precisión ni modelado espacial, ni se tienen en cuenta ninguna variable espacial.
- ✓ Cuasidimensionales: Aunque tampoco tienen resolución espacial, si se tienen en cuenta alguna dimensión característica.
- ✓ Unidimensionales: Modelos en los que existe precisión en una de las variables espaciales. Aparecen términos con derivadas únicamente en dicha variable espacial.
- ✓ Multidimensionales: Se consideran las variaciones de las propiedades en dos variables espaciales (modelos bidimensionales) o en tres (tridimensionales).

Atendiendo al modelado de la evolución de un fluido en el interior del cilindro de un motor, los modelos se pueden clasificar en diversos grupos dependiendo del nivel de abstracción obtenido, es decir, en función de la asunción de distintas resoluciones espaciales y temporales, además de distintos niveles de complejidad en los modelos de

los fenómenos físicos. Se muestra a continuación un cuadro con distintos niveles de abstracción, además de sus ventajas e inconvenientes en su aplicación:

Modelos	Propiedades	Ventajas	Inconvenientes
Ciclos Ideales	Cuasiestacionario Cuasidimensional Termodinámico	Muy Sencillo Intuitivo Pocos cálculos	Necesita muchos datos externos Aporta pocos datos
Fenomenológico	Transitorio Cuasidimensional Termodinámico	Complejidad media Gran cantidad de datos	No tiene en cuenta flujos en colectores Hay que fijar P_{ad} y P_{es} Necesita modelos empíricos
Acción de Ondas	Transitorio Unidimensional Termodinámico	Se puede modelar funcionamiento transitorio	Complejo Necesita modelos empíricos
Elementos Finitos	Transitorio Multidimensional Fluido-dinámico	Se modela todo con leyes físicas Gran exactitud	Extremadamente complejo Tiempo de cálculo muy alto

Fig. 1.5: Cuadro con distintos tipos de modelos de motores

En este proyecto se utilizará un modelo fenomenológico, en el que se hará uso de diversos modelos empíricos, transitorio, ya que contempla la evolución de las propiedades en el cilindro, y cuasidimensional, ya que se usan únicamente dimensiones características.

Capítulo II

Modelo del Ciclo Termodinámico

El grueso de la parte práctica del proyecto ha consistido en la implementación en MatLab de un algoritmo de simulación numérica. Dicho algoritmo es considerado un modelo predictivo, ya que calcula las actuaciones del sistema a partir de las características geométricas y las condiciones de funcionamiento del motor objeto de estudio, las cuales constituyen los datos de entrada al sistema.

El modelo está basado en un sistema progresivo, ya que predice las variables de presión, temperatura, masa y composición dentro del cilindro en un instante de tiempo en función de las variables del instante anterior. A nivel estructural, el algoritmo se puede dividir en dos partes: el cuerpo central de la simulación y el cálculo de las prestaciones. El cálculo de las prestaciones se implementa usando datos calculados en el modelo termodinámico. El cuerpo central, además, se puede dividir en varios subsistemas, correspondientes a los distintos fenómenos termodinámicos, los cuales se interrelacionan entre sí mediante los datos de entrada y salida de cada subsistema. Se enumeran a continuación los subsistemas en que se puede dividir el cuerpo central:

- ✓ Definición de variables geométricas y cinemáticas del pistón y las válvulas.
- ✓ Cálculo de las propiedades termodinámicas de los gases.
- ✓ Cálculo de la fracción de gases quemados.
- ✓ Proceso de renovación de la carga.
- ✓ Ley de quemado.
- ✓ Modelización de las pérdidas térmicas.

- ✓ Cálculo de la presión, la temperatura y la masa en el instante siguiente.

Una vez que se ha descrito brevemente la estructura del sistema, se pasa a describir el sistema termodinámico punto por punto:

1.- Discretización

El fin último de este algoritmo es el cálculo de las prestaciones, tanto a plena carga como a carga parcial, de motores de cuatro tiempos, con encendido provocado y mezcla de combustible previa a la admisión, a lo largo de los distintos regímenes del motor, que típicamente se encuentran entre 1000 rpm y 6000 rpm.

Para dicho cálculo se asume el funcionamiento estacionario del motor, por lo que las variables de operación, que serán datos externos al sistema, se mantienen constantes a lo largo de todo un ciclo termodinámico. La principal variable que ha de mantenerse constante para que el funcionamiento del motor sea considerado en régimen estacionario es la velocidad angular del cigüeñal:

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt} = cte.$$

Al ser el motor objeto de estudio de cuatro tiempos, se realiza un ciclo termodinámico al completar dos vueltas del cigüeñal. El núcleo del algoritmo se limita a calcular la evolución del sistema para un solo ciclo termodinámico, por lo que el rango del ángulo de cigüeñal con el que trabaja es:

$$\alpha \in [0^\circ, 720^\circ]$$

El programa de cálculo Matlab está basado en cálculo algebraico discreto, por lo que, para implementar el modelo en dicho programa, se hace necesario discretizar las ecuaciones diferenciales que aparezcan. El tiempo que se tarda en realizar un ciclo completo depende del régimen de giro del motor, sin embargo, si se mide la duración del ciclo termodinámico en ‘distancia angular’, esta permanece invariante e igual a 720°. Debido a esto, se decide discretizar el modelo mediante la variable angular, en lugar de la temporal.

Se define, pues, $\Delta\alpha$ como el paso de integración o intervalo angular de discretización. Usando este paso de integración, se discretizarán los diferenciales que puedan aparecer en las ecuaciones mediante diferencias finitas progresivas (esquema de discretización de Euler progresivo). Así, para una variable cualquiera, quedaría:

$$\left. \frac{d\psi}{d\alpha} \right|_{\alpha=\alpha_0} = \frac{\psi(\alpha_0 + \Delta\alpha) - \psi(\alpha_0)}{\Delta\alpha}$$

Nótese que si se hace a $\Delta\alpha$ tender a cero, se obtiene la definición matemática de la derivada de una variable (en este caso ψ) con respecto a otra (α), por lo tanto, cuanto más pequeño sea $\Delta\alpha$, menor error se cometerá en el cálculo numérico de dicha derivada.

La magnitud del paso de integración depende del número de intervalos discretos en que se divide el rango del ángulo de giro del cigüeñal, el cual se denotará con i_{max} . Con esto, la relación entre ambos valores será:

$$\Delta\alpha(rad) = \frac{4\pi}{i_{max}}; \Delta\alpha(^{\circ}) = \frac{720}{i_{max}}$$

Para referirse a puntos discretos a lo largo del rango de giro del cigüeñal, se define el índice de integración, i , cuyo valor determina el punto discreto correspondiente al ángulo de giro concreto al que se refiere, de tal manera que, si se asocia el primer valor ($i=1$) para el valor del ángulo $\alpha=0^{\circ}$, la relación entre el índice de integración y el ángulo correspondiente será:

$$\alpha = (i - 1)\Delta\alpha$$

Y, teniendo en cuenta el número de intervalos en que se va a dividir el rango de integración, el intervalo de valores que puede tomar el índice de integración será:

$$i \in [1, i_{max} + 1]$$

Por comodidad sintáctica, debido al carácter vectorial del programa Matlab, la notación usada en la realización del algoritmo es referida al índice de integración, en lugar de al ángulo de giro del cigüeñal. Con todo esto, la discretización del diferencial de una variable cualquiera descrita anteriormente, usando el índice de integración, quedaría:

$$\frac{d\psi}{d\alpha}(i) = \frac{\psi(i+1) - \psi(i)}{\Delta\alpha}$$

Ciertos datos que se obtendrán a lo largo del modelo son referidos como tasas temporales. Es necesario, en estos casos, ajustar los valores obtenidos al modelo discreto en base angular. Para ello, tendrán que ir ‘corregidos’ mediante un factor, que simplemente refleja el tiempo que transcurre a lo largo de un paso de integración. En definitiva, esto supone ajustar la magnitud del tiempo a una escala distinta. Con todo, la transformación de la escala temporal a la escala del paso de integración sería:

$$\frac{d\phi}{d\alpha} = \frac{dt}{d\alpha} \frac{d\phi(i)}{dt} = \frac{dt}{d\alpha} \dot{\phi}(i) = \frac{\dot{\phi}(i)}{360\omega[rev/s]} \Rightarrow \Delta\phi(i) = \dot{\phi}(i) \frac{\Delta\alpha}{360 \cdot \omega[rev/s]}$$

A lo largo de este capítulo se presentarán las ecuaciones a usar en este modelo en su forma original. Tras todo lo explicado en este apartado, cabe mencionar que el

paso de las ecuaciones originales a las ecuaciones discretizadas es directo, por lo que se rehúye mostrar la versión discretizada por su redundancia con la versión original.

2.- Geometría del Motor

El propósito de los motores de combustión interna alternativos (MCIA) es obtener trabajo mecánico mediante la variación del volumen en el que está encerrado el fluido de trabajo. Para conseguirlo se emplea un pistón de base circular, el cual se aloja en el interior de un cilindro (llamado camisa) y se encarga de transmitir el trabajo extraído hacia el cigüeñal. Dicho cilindro, en el cual se aloja el fluido de trabajo durante todo el proceso, está limitado en su parte inferior por la cabeza del pistón, y en su parte superior por la culata, en la cual se alojan las válvulas de admisión y escape, encargadas de la renovación del fluido de trabajo para el ciclo posterior (el escape de los gases de combustión y la admisión posterior de los gases frescos).

La variación del volumen en el que se encierra el fluido de trabajo se consigue mediante la variación de la distancia que hay entre la culata y la cabeza del pistón, el cual realiza un movimiento alternativo dentro del cilindro entre el punto muerto superior (PMS) y el punto muerto inferior (PMI); a la distancia entre ambos puntos se le llama carrera. Este movimiento alternativo del pistón se convierte en un movimiento giratorio en el cigüeñal mediante el acople entre estos dos elementos de un sistema mecánico de biela-manivela.

2.1.- Dimensiones

Por su geometría cilíndrica, el tamaño del motor queda determinado por el diámetro D y la carrera del pistón L , siendo este:

$$q = \frac{\pi D^2 L}{4}$$

La cilindrada unitaria de un motor, q , se define como el volumen desplazado por el pistón en su movimiento entre el punto muerto inferior (PMI) y el punto muerto superior (PMS), o viceversa, lo que puede ser interpretado como la diferencia entre el volumen máximo y el volumen mínimo del motor, también llamado este último volumen de la cámara de combustión (V_{cc}). A la relación entre ambos volúmenes se le llama relación de compresión geométrica:

$$r = \frac{q + V_{cc}}{V_{cc}}$$

Esta relación de compresión geométrica no representa cuanto se comprimen los gases, ya que la compresión empieza cuando cierra la válvula de admisión, generalmente después del PMI. Para tener esto en cuenta, se define la relación de compresión efectiva [2.1] como:

$$r_e = \frac{V_{CA} + V_{cc}}{V_{cc}}$$

Como se puede comprobar, estas tres primeras variables guardan relación entre sí, de tal manera que, dando dos de ellas se puede obtener la tercera. Lo más común es que se facilite los datos de cilindrada (directamente o a través de la carrera y el diámetro del pistón) y de relación de compresión geométrica. Con estos dos datos, se puede, pues, hallar el volumen de la cámara de combustión:

$$V_{cc} = \frac{q}{(r - 1)}$$

2.2.- Cinemática

En este apartado se hallarán, mediante correlaciones trigonométricas, las variables geométricas necesarias para la implementación posterior en el algoritmo, a saber:

- Volumen instantáneo encerrado entre la camisa y el pistón.
- Variación del volumen instantáneo.
- Área lateral del volumen encerrado.

Dichas variables geométricas estarán en función del ángulo de giro del cigüeñal y de su velocidad angular, supuesta constante e igual a ω . Se procede, pues, a la deducción de los parámetros geométricos instantáneos en función de la carrera y el diámetro del pistón, y de la geometría del sistema biela-manivela.

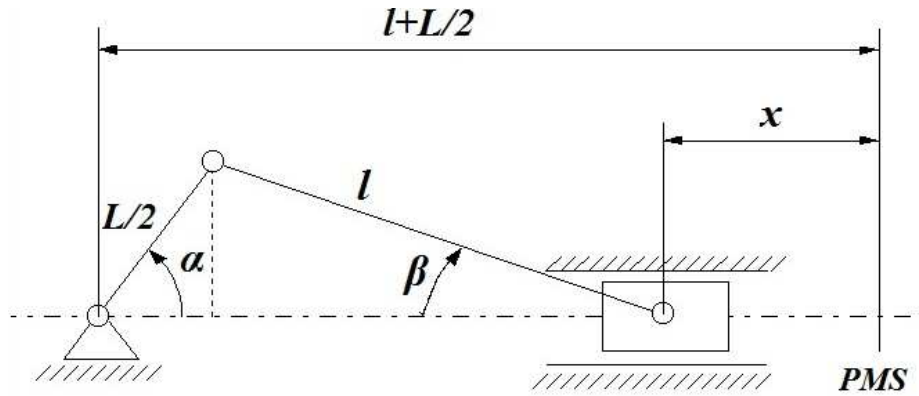


Fig. 2.1: Esquema de la geometría del sistema biela-manivela

Se define, primero, un factor geométrico para el sistema biela-manivela:

$$\lambda = \frac{\text{Longitud Biela}}{\text{Carrera}} = \frac{l}{L}$$

Este factor, que define la tipología del movimiento del pistón, típicamente en MCIA tiene un valor entre 2,5 y 5 [2.2]. En este algoritmo se usará el menor valor, fijándolo en todos los casos como $\lambda=2,5$.

La distancia x entre el PMS y la posición instantánea del pistón es:

$$x = \frac{L}{2} + l - \frac{L}{2} \cos \alpha - l \cos \beta$$

Por la geometría del sistema biela-manivela, se sabe que: $\frac{L}{2} \sin \alpha = l \sin \beta$

Y por trigonometría: $\sin^2 \beta + \cos^2 \beta = 1 \Rightarrow \cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$

Con estas dos ecuaciones, se puede determinar qué: $\cos \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{L}{2l} \sin \alpha\right)^2}$

Así que la posición x respecto al ángulo de giro de la manivela, α , será:

$$x(\alpha) = \frac{L}{2} \left(1 + 2\lambda - \cos \alpha - \sqrt{4\lambda^2 - \sin^2 \alpha} \right)$$

Teniendo en cuenta que cuando el pistón se encuentra en el PMS el volumen disponible es el de la cámara de combustión, el volumen instantáneo encerrado entre la camisa y el pistón será:

$$V(\alpha) = V_{cc} + \frac{\pi D^2}{4} x$$

$$V(\alpha) = V_{cc} + \frac{q}{2} \left(1 + 2\lambda - \cos \alpha - \sqrt{4\lambda^2 - \sin^2 \alpha} \right)$$

Derivando esta fórmula respecto al ángulo α se obtiene la variación del volumen instantáneo:

$$\frac{dV(\alpha)}{d\alpha} = \frac{q}{2} \sin \alpha \left(1 + \frac{\cos \alpha}{\sqrt{4\lambda^2 - \sin^2 \alpha}} \right)$$

El área lateral del volumen encerrado, usado para el cálculo de las pérdidas de calor, sería:

$$A(\alpha) = \frac{\pi D^2}{2} + \pi D x = \frac{\pi D^2}{2} + \pi D \frac{L}{2} \left(1 + 2\lambda - \cos \alpha - \sqrt{4\lambda^2 - \sin^2 \alpha} \right)$$

Esta fórmula no tiene en cuenta la cámara de combustión, pero suponiendo la forma de esta como cilíndrica y con el mismo diámetro del pistón, la formula, relacionada con la del volumen, se reduce a:

$$A(\alpha) = \frac{\pi D^2}{2} + \frac{4V(\alpha)}{D}$$

En el siguiente gráfico se representan la evolución del volumen y el área del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal, divididos por el volumen y el área mínimos, así como la derivada del volumen respecto al ángulo de giro dividido por su valor máximo. Nótese que, en este caso, el ángulo $\alpha=0^\circ$ corresponde con el punto muerto superior del motor. Los valores pertenecen a un motor con una cilindrada unitaria $q=785,4 \text{ cm}^3$, relación de compresión geométrica $r=11$, factor geométrico $\lambda=2,5$ y relación entre diámetro y carrera $D/L=1$:

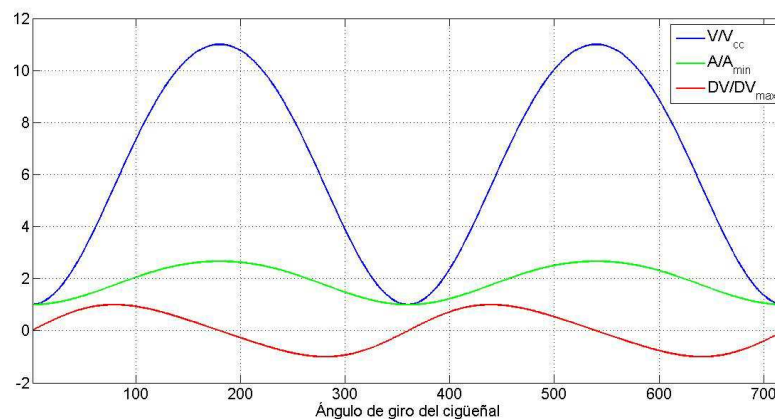


Fig. 2.2: Evolución del volumen y el área con el ángulo de giro del cigüeñal

2.3.- Distribución

La principal diferencia que existe entre los ciclos termodinámicos que realizan los MCIA (maquinas volumétricas) y los ciclos termodinámicos cerrados, es que en los MCIA se emplea cierto tiempo en renovar y expulsar los gases que se encuentran en su interior. En el caso de los motores de 4 tiempos, los cuales son objeto de este estudio, esta renovación de los gases se consigue realizando dos carreras adicionales a las de compresión/expansión. La primera de ellas, ascendente y con la válvula de escape abierta, arrastra los gases quemados hacia el exterior por la pipa de escape; y la segunda, descendente y con la válvula de admisión abierta, introduce los gases en el cilindro desde la pipa de admisión (por aspiración).

Los momentos de apertura y cierre de las válvulas no suelen coincidir con los puntos muertos inferior y superior. Esto es así, en un principio, porque las válvulas tardan cierto tiempo en abrirse y cerrarse del todo, y ampliando el tiempo que se mantienen abiertas se consigue mejorar la eficiencia de llenado y vaciado. En el caso de la válvula de escape, al abrirla antes, se iguala más rápidamente la presión en el interior con la presión en el colector de escape. También cobra importancia la distribución en ciclos termodinámicos como el ciclo Miller o el ciclo Atkinson, y en sistemas con distribución variable. Los ángulos de deriva de apertura y cierre para cada válvula se denominan:

- ✓ Adelanto a la apertura de la admisión (AAA).
- ✓ Retraso al cierre de la admisión (RCA).
- ✓ Adelanto a la apertura del escape (AAE).
- ✓ Retraso al cierre del escape (RCE).

Con estos ángulos de distribución, hay un momento entre la apertura de la admisión y el cierre del escape en el que ambas válvulas se encuentran parcialmente abiertas. Al tiempo en que permanecen abiertas ambas válvulas se le denomina “cruce de válvulas”. Este cruce de válvulas facilita una evolución más progresiva de la presión en el interior del cilindro desde la presión de escape hasta la presión de admisión, aunque, en caso de que la presión de admisión sea mayor a la de escape, el aire fresco pasaría directamente al colector de escape, derrochando combustible en caso de que la mezcla de aire y combustible se produzca en el colector de admisión. A continuación se muestra un esquema de un diagrama de distribución genérico con los principales datos comentados anteriormente:

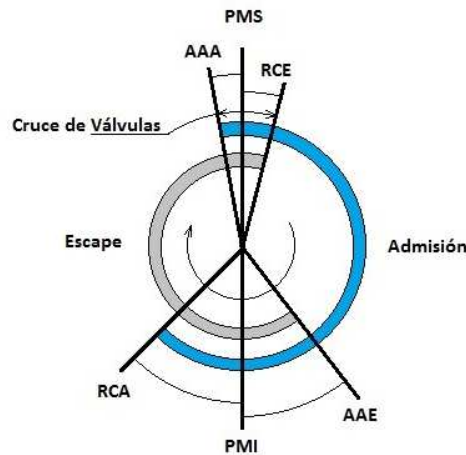


Fig. 2.3: Esquema del diagrama de distribución

2.4.- Válvulas

La distribución determina el instante en el que empiezan a abrir y en el que cierran de todas las válvulas de admisión y escape. Para la implementación en el modelo del proceso de renovación de la carga también se necesita saber el área instantánea de paso para los gases. El área típica que se utiliza es la denominada ‘área de cortina’:

$$A_C = \pi D_V L_V$$

Esta área de cortina coincide con el área lateral de un cilindro recto con un diámetro de la base igual al diámetro de cabeza de la válvula y con una altura igual al levantamiento de la válvula. El levantamiento de la válvula es la distancia entre la base de la cabeza de la válvula y la base de la culata, es decir la altura libre para el trasiego de los gases. A continuación se presenta un esquema de las dimensiones comentadas para una válvula, además de otras dimensiones características, que no son necesarias para este modelo:

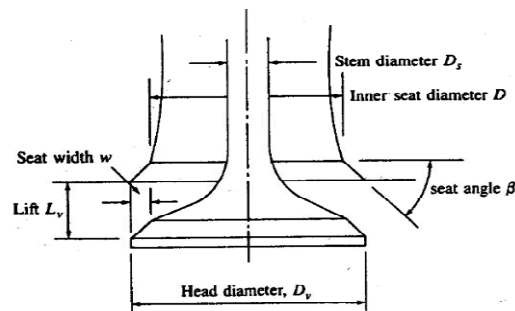


Fig. 2.4: Esquema de las dimensiones características de las válvulas [2.3]

Conociendo ya el área que se usará en el modelo de renovación de la carga, hay que estudiar cada factor y analizar los valores que estos pueden tener. En el caso del diámetro de cabeza de las válvulas, se determinarán en función del diámetro del cilindro, ya que el valor máximo que estos pueden tener estará limitado por el tamaño de la culata. A continuación se muestra los diámetros de cabeza típicos de las válvulas para culatas planas de cilindros de dos válvulas (una de admisión y otra de escape) y de cilindros de cuatro válvulas (dos de admisión y dos de escape), los cuales se usarán en este algoritmo:

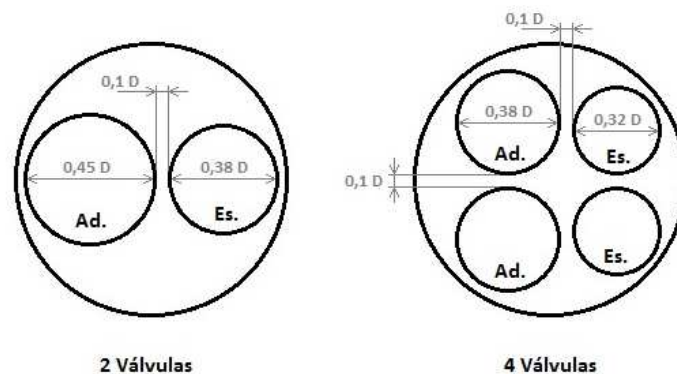


Fig. 2.5: Esquema de las dimensiones de la cabeza de las válvulas [2.4]

Nótese que, en ambos casos, las válvulas de escape son más pequeñas que las respectivas válvulas de admisión. Una posible explicación de esto puede ser que, al abrir el escape antes del PMI, cuando la presión en el interior es muy alta, se produce un escape espontáneo bastante importante, dejando solo una parte de la masa en el cilindro, que se tendrá que expulsar mediante el arrastre del pistón a lo largo de toda la carrera.

El otro parámetro que determina el área de paso, el levantamiento de las válvulas, varía con el ángulo de giro del cigüeñal, de acuerdo con la distribución del motor y de la geometría de la leva que actúa sobre la válvula. Su valor oscila desde cero, cuando la válvula está cerrada, hasta un valor máximo, hacia la mitad del tiempo de apertura, para volver a disminuir a cero al final. A la forma en que varía el levantamiento con el ángulo se le denomina ‘perfil de alzada’.

El levantamiento máximo idóneo está en torno al 25-30% del diámetro de la válvula [2.3]. A partir de ese levantamiento no se consigue aumentar el área mínima de paso, ya que, si antes estaba en la cabeza de la válvula, ahora se encontraría en la pipa, justo antes de la cabeza. En este modelo se fija el levantamiento máximo en la cuarta parte del diámetro de la válvula.

Respecto al perfil de alzada, en un principio se diseñó un perfil ‘suave’, parecido a los que se obtendrían con un sistema de taques y árbol de levas. Su principal característica está en el inicio y el final de su apertura, ya que en esos puntos la velocidad de la leva tiene a cero para que el ajuste de la válvula con el asiento sea lo más cuidadoso posible. Se supuso, también, que el levantamiento máximo se obtiene

exactamente en la mitad del tiempo de apertura, por lo que decidió modelar este perfil ‘suave’ mediante una relación trigonométrica:

$$L_V(\alpha) = L_{Vmax} \left(1 - \cos \left(2\pi \frac{\alpha - \alpha_{AV}}{\alpha_{CV} - \alpha_{AV}} \right) \right)$$

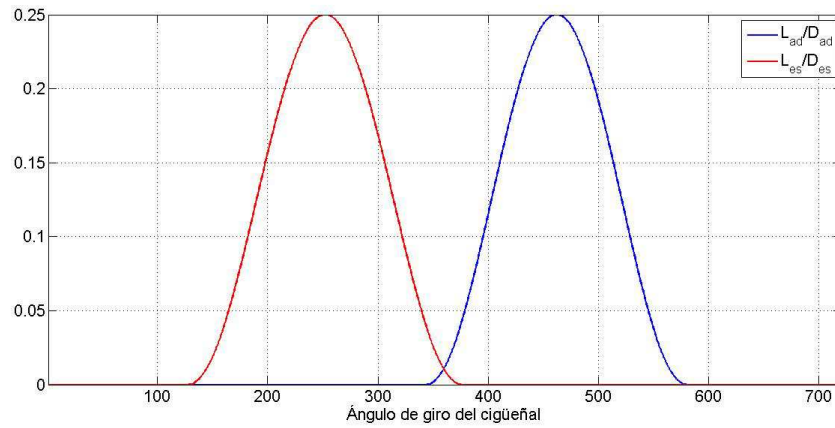


Fig. 2.6: Perfil dealzada ‘suave’

Se decidió, también, proveer al sistema de otro perfil de alzada, así, teniendo dos perfiles disponibles se pueden comparar y escoger el más idóneo en cada caso. Este segundo perfil de alzada, más ‘agresivo’, se eligió con el criterio de que la válvula tuviera aceleración constante en todo momento, por lo que la alzada se regiría por una forma cuadrática:

$$L_V(\alpha) = 4L_{Vmax} \frac{(\alpha - \alpha_{AV})(\alpha_{CV} - \alpha)}{(\alpha_{CV} - \alpha_{AV})^2}$$

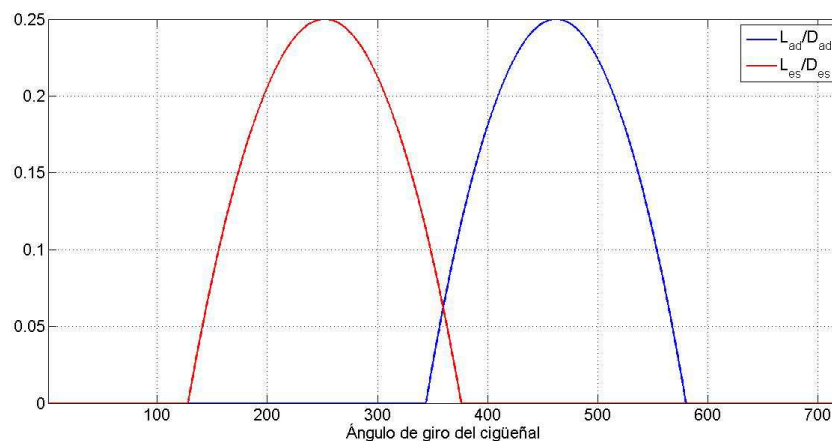


Fig. 2.7: Perfil de alzada ‘agresivo’

La principal diferencia entre estos dos perfiles de levantamiento se encuentra en lo que se denomina levantamiento efectivo de la válvula, que sería el área encerrada debajo del perfil, o lo que es lo mismo, la integral a lo largo del tiempo de apertura del levantamiento de la válvula. Así, se puede observar que, teniendo ambos perfiles la

misma duración de apertura y la misma alzada máxima, el perfil ‘agresivo’ tiene mayor levantamiento efectivo que el perfil ‘suave’.

Como se ha descrito en este apartado, se dispone de varias configuraciones distintas en lo que al sistema de válvulas se refiere, atendiendo a dos criterios. Se podrá modelar motores con dos o cuatro válvulas, lo que supone aumentar el área de cortina. También se dispone de dos perfiles de alzada distintos, uno ‘suave’ y otro ‘agresivo’, que influirán de manera distinta en el llenado del motor.

3.- Análisis Termodinámico

En este apartado se describirán las hipótesis simplificadoras que se usarán para limitar la complejidad en el cálculo del ciclo termodinámico, definiendo los fenómenos físicos que se tendrán en cuenta. También se analizará, mediante balances de energía y de masa, la influencia que dichos fenómenos tienen en la evolución de las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo encerrado en el cilindro.

3.1.- Hipótesis del Modelo

Por considerar inabarcable modelar la complejidad de la realidad, se considera oportuna la elección de unas hipótesis que, sin alejarnos en demasía de dicha realidad, nos ayuden a simplificar lo máximo posible el problema a tratar:

- ✓ Modelo cero-dimensional: No hay dependencias espaciales, solo temporales. Esto implica el cálculo de una familia de variables termodinámicas que se supondrán constantes a lo largo de todo el volumen del cilindro; de esta manera las ecuaciones diferenciales a resolver solo dependerán del tiempo. Se asume que el ciclo termodinámico se constituye de una sucesión de estados de equilibrio cuasi estacionarios.
- ✓ Simulación del aire como mezcla perfecta de gases ideales compuesta por aire fresco carburado y gases productos de la combustión completa: Así se pueden hallar los valores medios de las propiedades del aire, como PM , c_p , c_v , γ , etc.
- ✓ Simulación de combustión progresiva con ley de avance de la reacción independiente a las condiciones del sistema. Combustión en condiciones

estequiométricas y rendimiento igual a la unidad. Aporte externo de calor equivalente a la tasa de combustión.

- ✓ Simulación de las pérdidas de calor mediante modelo de enfriamiento de Newton con coeficiente de convección global, el cual también incluye las pérdidas térmicas por radiación.
- ✓ Se desprecian los efectos dinámicos de los gases en la admisión y escape: No se tiene en cuenta, pues, los efectos de ondas de choque en los colectores.
- ✓ Modelo del perfil angular de apertura y cierre de válvulas.

3.2.- Análisis del Volumen de Control

Como se comentó anteriormente, el modelo predice la evolución de la masa, la presión y la temperatura dentro del cilindro del motor a lo largo de un ciclo termodinámico completo. Para modelar dichas evoluciones, se aplicarán las leyes de conservación de masa y de energía a un volumen de control formado por el cilindro; además de hacer uso de la ley de los gases ideales y de otras leyes constitutivas.

A tal efecto, se presenta un esquema del volumen de control objeto de estudio, así como los flujos de masa y energía a través de la frontera que se tendrán en cuenta en el análisis:

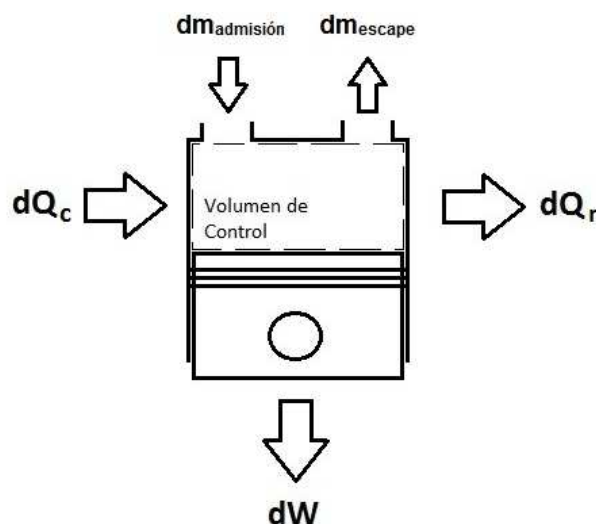


Fig. 2.8: Esquema de flujos energéticos y de masa en el volumen de control

La evolución de la masa se obtiene aplicando el balance de masa en el volumen de control. Se asume que no hay fugas de masa por problemas de estanqueidad, por lo que las únicas fronteras permeables son la admisión y el escape, aunque en ambos

puede haber flujo tanto de entrada como de salida. Por convención asumimos positiva la masa que entra al volumen de control:

$$\left. \frac{dm}{dt} \right|_{VC} = \dot{m}_{admission} - \dot{m}_{escape}$$

$$dm|_{VC} = dm_{admission} - dm_{escape}$$

La evolución de la presión se obtiene a través del balance energético del volumen de control, que se muestra a continuación, y en donde h_{ad}^s representa la entalpía sensible:

$$(dE)_{VC} = \delta Q - dW + \sum_{\sigma_e} dm_{ad} h_{ad}^s - \sum_{\sigma_s} dm_{es} h_{es}^s$$

$$\left. \frac{dE}{dt} \right|_{VC} = \delta \dot{Q} - \frac{dW}{dt} + \sum_{\sigma_e} \dot{m}_{ad} h_{ad}^s - \sum_{\sigma_s} \dot{m}_{es} h_{es}^s$$

Las energías puestas en juego a través de la frontera del volumen de control son:

- ✓ Calor (δQ): En este término se engloba tanto el calor cedido a los alrededores como el calor generado en el seno del volumen de control mediante la combustión. En este caso, el calor aportado corresponde al de la combustión; y el calor extraído, a las pérdidas térmicas. En este sentido:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_c}{dt} - \frac{dQ_r}{dt}$$

- ✓ Trabajo (dW): El único trabajo obtenible se origina por la variación de volumen, por lo que:

$$\frac{dW}{dt} = P \frac{dV}{dt}$$

- ✓ Entalpía: Referido a la energía térmica asociada a los flujos de masa de entrada y salida.

Para ejecutar las transformaciones en la ecuación de conservación de la energía con las que se obtiene la evolución de la presión, hay que tener en cuenta la variación de: el volumen, la masa, la temperatura y la constante de los gases; de tal forma que la relación entre la variación de todas ellas se regirá por medio de la forma diferencial de la ecuación de los gases ideales:

$$\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dR_g}{R_g} + \frac{dT}{T}$$

Cabe decir que se retiene la variación de la constante de los gases, ya que ésta varía en función de la composición del fluido de trabajo. Tal y como se aprecia en su expresión, $R_g = \frac{R_u}{PM}$. Esta constante es inversamente proporcional al promedio del peso molecular, por lo que se puede concluir que:

$$\frac{dR_g}{R_g} = -\frac{dPM}{PM}$$

Esta conclusión, además de poner de manifiesto la influencia de la composición del fluido de trabajo, también consigue eludir el cálculo de R_g en el algoritmo, por lo que se sustituirá donde sea pertinente.

Estudiando la evolución de la energía dentro del cilindro, se concluye que esta se produce mediante variaciones de la masa dentro del volumen de control, y también mediante variaciones de la energía interna del gas:

$$\left. \frac{dE}{dt} \right|_{VC} = \frac{d}{dt}(m \cdot u(T)) = m \frac{du(T)}{dt} + \frac{dm}{dt} u(T)$$

Las variaciones de la energía interna se modelan mediante la definición del calor específico a volumen constante:

$$\frac{du(T)}{dt} = \frac{du(T)}{dT} \frac{dT}{dt} = c_v(T) \frac{dT}{dt}$$

Introduciendo las equivalencias comentadas anteriormente, la variación de la energía asociada al volumen de control queda expresada como:

$$\left. \frac{dE}{dt} \right|_{VC} = mc_v(T) \left(\frac{T}{P} \frac{dP}{dt} + \frac{T}{V} \frac{dV}{dt} - \frac{T}{m} \frac{dm}{dt} - \frac{T}{R_g} \frac{dR_g}{dt} \right) + \frac{dm}{dt} u(T)$$

Si se introduce la ley de los gases ideales para cambiar los factores de los diferenciales, y la relación entre energía interna y entalpía en el segundo sumando, obtenemos:

$$\left. \frac{dE}{dt} \right|_{VC} = \frac{c_v(T)}{R_g} \left(V \frac{dP}{dt} + P \frac{dV}{dt} - \frac{PV}{m} \frac{dm}{dt} - \frac{PV}{R_g} \frac{dR_g}{dt} \right) + \frac{dm}{dt} \left(h(T) - \frac{PV}{m} \right)$$

Ahora se hace uso de la relación de calores específicos ($\gamma(T)$) para rediseñar el factor común del primer sumando, el cual, como se puede observar es ya adimensional. También es reseñable que hay dos términos, uno en cada sumando principal, que tienen todos sus factores comunes, por lo que se pueden agrupar dentro del primer sumando:

$$\left. \frac{dE}{dt} \right|_{VC} = \frac{1}{(\gamma(T) - 1)} \left(V \frac{dP}{dt} + P \frac{dV}{dt} - \gamma(T) \frac{PV}{m} \frac{dm}{dt} - \frac{PV}{R_g} \frac{dR_g}{dt} \right) + \frac{dm}{dt} h(T)$$

Para terminar de transformar la ecuación de la variación de energía dentro del volumen de control, se hará uso por enésima vez de la ecuación de los gases ideales:

$$\left. \frac{dE}{dt} \right|_{VC} = \frac{1}{(\gamma(T) - 1)} \left(V \frac{dP}{dt} + P \frac{dV}{dt} - \gamma(T) R_g T \frac{dm}{dt} - m T \frac{dR_g}{dt} \right) + \frac{dm}{dt} h(T)$$

Ahora ya se conoce en qué forma evolucionan las variables termodinámicas del sistema cuando evoluciona la energía asociada al volumen de control, pero se ha de sustituir en el balance energético para poder tener en cuenta también los factores y fenómenos externos que originan las evoluciones de energía dentro del sistema:

$$\frac{\left(V \frac{dP}{dt} + P \frac{dV}{dt} - \gamma(T) R_g T \frac{dm}{dt} - m T \frac{dR_g}{dt}\right)}{(\gamma(T) - 1)} + \frac{dm}{dt} h(T) =$$

$$= dQ_c - dQ_r - P \frac{dV}{dt} + \dot{m}_{ad} h_{ad}^s - \dot{m}_{es} h_{es}^s$$

Esta ecuación contiene todos los términos que se modelaran en el algoritmo, además del término interesante: el de variación de presión con respecto al tiempo. Aplicando la igualdad de la evolución de la masa, además de la ecuación de los gases ideales y la conclusión sobre la variación de R_g , agrupando términos y despejando la variación de la presión, se obtiene la ecuación que rige el modelo de la presión, la principal ecuación del algoritmo predictivo:

$$dP = P \left[\gamma(T) \left(\frac{dm}{m} - \frac{dV}{V} \right) - \frac{dPM}{PM} \right] +$$

$$+ \frac{(\gamma(T) - 1)}{V} [dQ_c - dQ_r + dm_{ad}(h_{ad}^s - h(T)) - dm_{es}(h_{es}^s - h(T))]$$

Haciendo una observación preliminar de la ecuación diferencial se puede concluir que la presión dentro del cilindro aumenta por diversos motivos:

- ✓ Disminución del volumen encerrado entre el pistón, la culata y la camisa,
- ✓ Aportación de calor al volumen de control por la combustión,
- ✓ Aumento de la masa dentro del volumen de control.
- ✓ Disminución del promedio del peso molecular.

Estudiando un poco más la ecuación, se concluye que, aparte de los motivos evidentes que hacen disminuir la presión, hay otros fenómenos que también logran tal fin:

- ✓ Extracción de calor por pérdidas térmicas por refrigeración.
- ✓ Aportación de masa cuya entalpía es menor a la del fluido que se encuentra ya dentro del volumen de control.

La variación neta de la presión depende de la aportación de cada factor, por lo que su aumento o disminución dependerá que cual sea el factor predominante en cada caso.

Habiendo hallado ya la evolución para la masa y para la presión, la temperatura se hallará por la ecuación de los gases ideales. En un principio, parece más lógico usar la versión diferencial de ésta:

$$dT = T \left(\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} - \frac{dm}{m} - \frac{dR_g}{R_g} \right)$$

Pero debido a que los datos a usar en la ecuación (tanto las variables como sus diferenciales) son aproximaciones en base a las hipótesis hechas, los errores cometidos en su cálculo se van acumulando al hallar la temperatura, lo que hace que no se cumpla, en última instancia, la versión integral de la ley de los gases ideales:

$$T = \frac{PV}{mR_g}$$

Para evitar esa deriva en el cumplimiento de dicha ley (la cual se considera inquebrantable), se hace necesario el uso de la versión integral para el cálculo de la temperatura en el volumen de control.

4.- Propiedades del Fluido de Trabajo

Las especies químicas que componen el fluido de trabajo utilizado en este modelo se pueden dividir en dos grupos:

- ✓ Mezcla perfecta de aire fresco y combustible, que es el fluido que entra al motor a través de la válvula de admisión. Se presupone que, al haberse inyectado el combustible en el colector de admisión, este ya entra al cilindro en estado gaseoso y perfectamente mezclado con el aire fresco.
- ✓ Gases quemados, producto de la combustión de la mezcla de aire fresco y combustible en estado gaseoso.

Así que, como se comentó en las hipótesis simplificadoras, para el cálculo de las propiedades de los gases, se asumirá que los mismos están constituidos como una mezcla perfecta y no reactante de gases frescos carburados por un lado y gases productos de la combustión por otro. Bajo esta condición, la proporción de unos y otros se modelará externamente en función de la ley de combustión progresiva, que se explicará en el siguiente apartado, y de la mezcla de gases fruto del proceso de renovación de la carga.

Para este modelo, se establece la necesidad de proveer las propiedades de dos mezclas diferenciadas, que se calcularán por separado, a saber:

- ✓ Mezcla de aire fresco y combustible.
- ✓ Mezcla de gases productos de la combustión.

De las cuales, para implementar la simulación, son necesarias las siguientes propiedades:

- ✓ Peso molecular medio.
- ✓ Calor específico a presión constante.
- ✓ Entalpía.

El resto de propiedades termodinámicas necesarias se hallarán a partir de las anteriores y de la constante universal de los gases, poniendo especial hincapié en las unidades necesarias en cada caso. Para ello se hace necesario el uso del peso molecular medio, ya que:

$$C_P \left[\frac{J}{kgK} \right] = \frac{C_P \left[\frac{J}{molK} \right]}{PM \left[\frac{kg}{mol} \right]}$$
$$h \left[\frac{J}{kg} \right] = \frac{h \left[\frac{J}{mol} \right]}{PM \left[\frac{kg}{mol} \right]}$$

Teniendo en cuenta lo explicado anteriormente, se mostrarán las ecuaciones que determinan el resto de propiedades de interés en función de las tres mencionadas, que se habrán de obtener previamente:

$$C_V \left[\frac{J}{molK} \right] = C_P \left[\frac{J}{molK} \right] - R_u \qquad C_V \left[\frac{J}{kgK} \right] = C_P \left[\frac{J}{kgK} \right] - R_g$$
$$\gamma = \frac{C_P}{C_V} = \frac{C_P}{C_P - R_u}$$
$$u \left[\frac{J}{mol} \right] = h \left[\frac{J}{mol} \right] - R_u T \qquad u \left[\frac{J}{kg} \right] = h \left[\frac{J}{kg} \right] - R_g T$$

En donde R_u es la constante universal de los gases en términos de energía, $R_u = 8,3145 \frac{J}{molK}$; y R_g la constante de los gases para una especie o mezcla en concreto, ya que:

$$R_g \left[\frac{J}{kgK} \right] = \frac{R_u \left[\frac{J}{molK} \right]}{PM \left[\frac{kg}{mol} \right]}$$

4.1.-Datos Termodinámicos

Para los datos de calor específico a presión constante y entalpía, se asumirán como variables con la temperatura únicamente, despreciando así la influencia que pueda tener la presión en ellos. De acuerdo con esto se recurrirá a la amplia literatura sobre

propiedades termodinámicas para las distintas especies químicas, más concretamente se utilizarán las tablas JANAF [2.5].

Debido al carácter automático del algoritmo, se hace necesario un método de presentación de las variables termodinámicas más sencillo y eficaz, como son la aproximación por polinomios de Taylor, a los datos de las propiedades termodinámicas. A tal efecto, el “NASA-Glenn Equilibrium Program” [2.6] calculó los coeficientes necesarios de acuerdo a las aproximaciones presentadas a continuación:

$$\frac{\tilde{C}_{P,i}}{\tilde{R}} = a_{i1} + a_{i2}T + a_{i3}T^2 + a_{i4}T^3 + a_{i5}T^4$$

$$\frac{\tilde{h}_i}{\tilde{R}T} = a_{i1} + \frac{a_{i2}}{2}T + \frac{a_{i3}}{3}T^2 + \frac{a_{i4}}{4}T^3 + \frac{a_{i5}}{5}T^4 + \frac{a_{i6}}{T}$$

Donde el coeficiente \tilde{R} puede ser tanto R_u como R_g en función de las unidades necesarias en cada caso para la entalpía y el calor específico a presión constante. Cabe destacar, en el caso de la entalpía, su concordancia con el calor específico a presión constante, ya que se cumple entre ellos la relación:

$$h(T) = \Delta h_f^0(T_0) + \int_{T_0}^T C_p(T) dT$$

Se presentan a continuación los coeficientes según las ecuaciones arriba mencionadas de las especies presentes en el aire fresco y en los gases productos de la combustión, exceptuando los del combustible, para los ajustes en dos rangos distintos de temperatura [2.7]:

Especies	Rango T ^a (K)	a _{i1}	a _{i2} (·10 ³)	a _{i3} (·10 ⁶)	a _{i4} (·10 ¹⁰)	a _{i5} (·10 ¹⁵)	a _{i6} (·10 ⁻³)
N ₂	300-1000	3,6748	-1,2082	2,324	-6,3218	-225,77	-1,0612
	1000-5000	2,8963	1,5155	-5,7235	0,99807	-6,5224	-0,90586
O ₂	300-1000	3,6256	-1,8782	7,0555	-67,635	2155,6	-1,0475
	1000-5000	3,622	0,73618	-0,19652	0,36202	-2,8946	-1,202
H ₂ O	300-1000	4,0701	-1,1084	4,1521	-29,637	807,02	-30,25
	1000-5000	2,7168	2,9451	-0,80224	1,0227	-4,8472	-29,906
CO ₂	300-1000	2,4008	8,7351	-6,6071	20,022	0,63274	-48,378
	1000-5000	4,4608	3,0982	-1,2393	2,2741	-15,526	-48,961

Fig. 2.9: Coeficientes de ajuste para las especies estudiadas [2.6]

En el caso de las propiedades termodinámicas del combustible, se han de obtener con otras fuentes y por otro método de ajuste, el cual se explicará en el apartado sobre combustión. No obstante, se explicarán más adelante los cálculos pertinentes para hallar las propiedades del aire fresco carburado a partir de las del aire fresco y las del combustible, y se incluirán en ciertas gráficas para enfatizar el efecto que en estas produce el haber añadido el combustible al aire fresco.

4.2.- Mezcla Perfecta

Las propiedades de las mezclas perfectas de gases ideales dependen de las propiedades individuales de cada especie y de la presencia relativa de dicha especie en la mezcla, así se pueden calcular estas en función de los moles relativos (fracción molar) o de la masa relativa (fracción másica), ayudándonos de las correlaciones mostradas anteriormente.

$$\overline{PM} = \frac{\sum n_i PM_i}{\sum n_i}$$

$$C_P \left[\frac{J}{kgK} \right] = \frac{\sum (m_i \cdot C_{Pi} \left[\frac{J}{kgK} \right])}{\sum m_i} \quad C_P \left[\frac{J}{molK} \right] = \frac{\sum (n_i \cdot C_{Pi} \left[\frac{J}{molK} \right])}{\sum n_i}$$

$$h \left[\frac{J}{kg} \right] = \frac{\sum (m_i \cdot h_i \left[\frac{J}{kg} \right])}{\sum m_i} \quad h \left[\frac{J}{mol} \right] = \frac{\sum (n_i \cdot h_i \left[\frac{J}{mol} \right])}{\sum n_i}$$

Estas ecuaciones se pueden simplificar y expresar en función de la fracción másica y de la fracción molar de cada especie, las cuales se definen a continuación:

- ✓ Fracción molar: $y_i = \frac{n_i}{\sum n_i}$; $\sum y_i = 1$
- ✓ Fracción másica: $x_i = \frac{m_i}{\sum m_i}$; $\sum x_i = 1$

Así, el peso molecular, el calor a presión constante y la entalpía se pueden expresar de esta otra manera:

$$\overline{PM} = \sum y_i PM_i$$

$$C_P \left[\frac{J}{kgK} \right] = \sum (x_i \cdot C_{Pi} \left[\frac{J}{kgK} \right]) \quad C_P \left[\frac{J}{molK} \right] = \sum (y_i \cdot C_{Pi} \left[\frac{J}{molK} \right])$$

$$h \left[\frac{J}{kg} \right] = \sum (x_i \cdot h_i \left[\frac{J}{kg} \right]) \quad h \left[\frac{J}{mol} \right] = \sum (y_i \cdot h_i \left[\frac{J}{mol} \right])$$

Cabe decir que las cuatro formas presentadas (en función de la masa, del número de moles, de la fracción molar y de la fracción másica) son equivalentes entre sí y se usará una u otra en función de los datos disponibles en cada caso.

4.3.- Propiedades de las Mezclas

El aire fresco, que entra al motor mezclado ya con el combustible, se asumirá como una mezcla de oxígeno y nitrógeno en una proporción en volumen de 21% de oxígeno y 79% de nitrógeno. Se despreciarán, pues, el resto de especies químicas, añadiendo su proporción a la del nitrógeno, ya que su presencia conjunta no supera un 1% del total y ninguna toma parte en la reacción de combustión.

Aplicando el principio de Avogadro [2.8], se establece que la proporción del aire en términos de moléculas es igual a la proporción en volumen. Teniendo en cuenta esta conclusión y haciendo uso de los datos del peso molecular del oxígeno y del nitrógeno, obtenidos en cualquier tabla periódica, se obtienen las primeras propiedades del aire fresco:

PM (O ₂)	PM (N ₂)	PM (aire)
32 g/mol	28 g/mol	28,85 g/mol

$$R_g(\text{aire}) = \frac{R_u}{PM_{\text{air}}} = 288,2 \frac{J}{kgK}$$

Se obtendrá a continuación la proporción de moléculas de nitrógeno respecto a las de oxígeno, ya que será útil para el cálculo posterior de los productos en la combustión:

$$\frac{n_{N_2}}{n_{O_2}} = 3,76$$

Con los datos de las variables termodinámicas para el oxígeno y el nitrógeno moleculares, y los cálculos presentados en el apartado de mezclas perfectas, se obtienen las propiedades termodinámicas para la mezcla de aire fresco, las cuales se presentan por medio de los coeficientes de ajuste definidos con anterioridad:

Rango T ^a (K)	a _{i1}	a _{i2} (·10 ³)	a _{i3} (·10 ⁶)	a _{i4} (·10 ¹⁰)	a _{i5} (·10 ¹⁵)	a _{i6} (·10 ⁻³)
300-1000	3,6645	-1,349	3,3176	-19,1975	-274,3177	-1,05832
1000-5000	3,0487	1,352	-0,4934	0,8645	-5,76056	-0,96805

Fig. 2.10: Coeficientes de ajuste para la mezcla de aire fresco

Con respecto a las propiedades de la mezcla de aire fresco carburado y su obtención, se explicarán en el siguiente apartado, reservado a la combustión, junto con el método de obtención de las propiedades del combustible. Se pasa directamente, pues, al cálculo de las propiedades de los gases quemados. La proporción de especies en la mezcla de gases quemados depende directamente del combustible empleado y de la relación de aire y combustible que haya. Como se verá también en el apartado siguiente, la proporción en volumen de los productos de la combustión de este modelo de aire fresco con el combustible utilizado en condiciones estequiométricas son:

N ₂	CO ₂	H ₂ O
74%	13,4%	12,6%

Al igual que se hizo con el aire fresco, se mostrará a continuación las principales propiedades de los gases quemados: su peso molecular medio y la correspondiente constante de los gases ideales:

PM (CO ₂)	PM (H ₂ O)	PM (N ₂)	PM (gases quemados)
44 g/mol	18 g/mol	28 g/mol	28,9 g/mol

$$R_g(\text{gases quemados}) = \frac{R_u}{PM_{\text{burn gas}}} = 287,7 \frac{J}{\text{kgK}}$$

Se muestran también los coeficientes de ajuste correspondientes a las propiedades termodinámicas de acuerdo a la aproximación por polinomios mostrada anteriormente:

Rango T ^a (K)	a _{i1}	a _{i2} (·10 ³)	a _{i3} (·10 ⁶)	a _{i4} (·10 ¹⁰)	a _{i5} (·10 ¹⁵)	a _{i6} (·10 ⁻³)
300-1000	3,5539	13,678	1,3576	-5,7294	-65,3005	-11,0832
1000-5000	3,0833	1,9077	-0,6907	1,17216	-7,5178	-10,9993

Fig. 2.11: Coeficientes de ajuste para la mezcla de gases quemados

A continuación se representan diversos gráficos que muestran ciertas propiedades termodinámicas de las dos mezclas puestas en juego, concretamente C_p y γ . Aunque no se usen al final en el algoritmo, se cree oportuno mostrar también las propiedades del aire fresco junto con las otras dos mezclas para recalcar el efecto que en estas propiedades produce el añadir combustible al aire fresco.

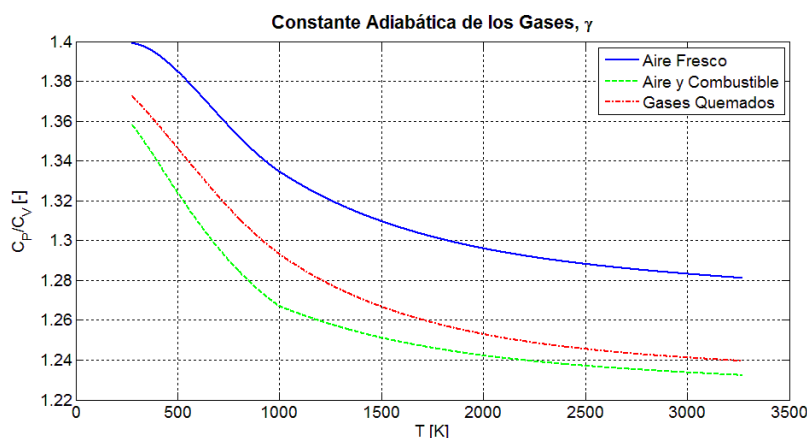


Fig. 2.12: Gráfico de γ para el aire fresco y las dos mezclas puestas en juego

Como se puede observar en el gráfico de γ , su valor es decreciente en todo el rango de temperaturas para las tres mezclas presentadas. Como se verá en las siguientes gráficas, esto es así debido a su relación con C_p y a que el valor de este es creciente en

todo el rango de temperaturas para las tres mezclas. El valor de γ para la mezcla de aire fresco carburado es siempre menor que para la mezcla de gases quemados, por lo que, en ausencia de pérdidas de calor y atendiendo a la siguiente relación para evoluciones adiabáticas:

$$\frac{dP}{P} + \gamma \frac{dV}{V} = 0 \Rightarrow d(\ln P) = -\gamma \cdot d(\ln V) \Rightarrow \frac{d(\ln P)}{d(\ln V)} = -\gamma$$

En este modelo, la pendiente de la recta de expansión, en un gráfico P - V logarítmico, es menor que la de compresión, por lo que el trabajo del fluido obtenido en este modelo es ligeramente menor al obtenido en caso de haber usado un fluido de trabajo sin cambio de composición de la mezcla, estando este modelo más alejado a la realidad que el modelo usado aquí con cambio de composición de la mezcla debido a la combustión. Comentar, también, que este modelo tiene visos de ser bastante exacto, ya que, como se puede ver en el caso del aire fresco, el valor de γ es de 1,4 para 0°C, valor de referencia en condiciones estándar en infinidad de bibliografía.

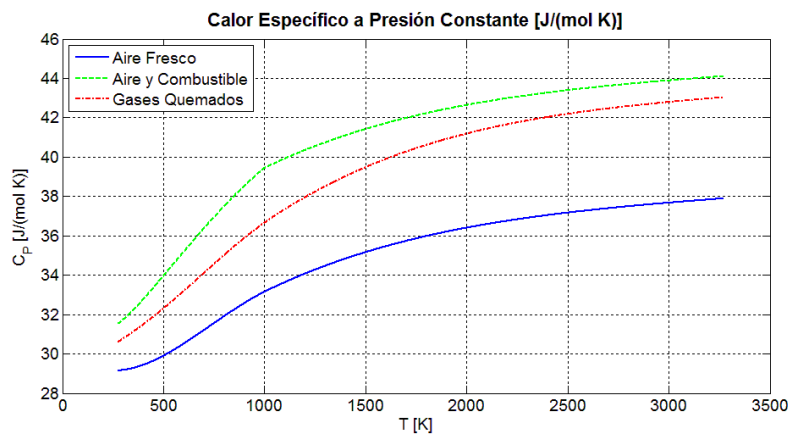


Fig. 2.13: Gráfico de C_p [J/(mol K)] para el aire fresco y las dos mezclas puestas en juego

En este otro gráfico de arriba se puede observar la analogía con el gráfico de γ comentada anteriormente. Notar, también, el efecto que produce la adición del combustible en el aire fresco, ya que hace que el valor de C_p , menor en gases frescos que en gases quemados, se eleve a valores mayores que los de los gases quemados. Esto es debido al gran calor específico del combustible, comparado con los de las especies que entran en juego.

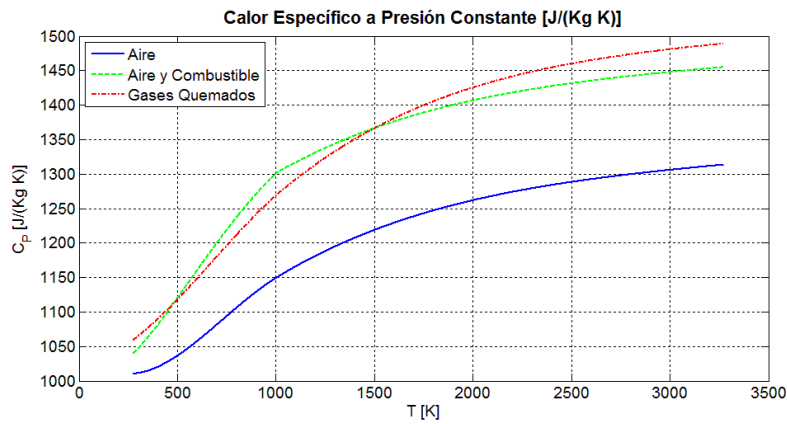


Fig. 2.14: Gráfico de C_p [J/(kg K)] para el aire fresco y las dos mezclas puestas en juego

Se presenta este segundo gráfico de C_p , con unidades de masa en vez de en moles, ya que el principal fenómeno de cambio de composición del fluido de trabajo es la combustión. La cantidad de moles al inicio y al final de la combustión es distinto, sin embargo, por realizarse en el ciclo cerrado, la masa al inicio y al final de la combustión se mantiene constante, por lo que el gráfico en base másica arroja datos y resultados con mayor relación directa con este modelo. Así, se puede observar que la variación en el valor de C_p entre el aire fresco carburado y los gases quemados es bastante menor que en el gráfico ‘molar’ debido al mayor peso molecular medio del aire fresco carburado.

Cuando el algoritmo demanda datos de entalpía, como en los flujos de masa o en balances energéticos globales, los datos necesarios son los de entalpía sensible o entalpía ‘térmica’. En el modelo de ajuste, los coeficientes utilizados arrojan los datos de entalpía total o ‘química’. Como se comentó con anterioridad, la relación entre ambas magnitudes es:

$$h(T) = \Delta h_f^0 + h_s(T) = \Delta h_f^0 + \int_{T_0}^T C_p(T) dT$$

Siendo, pues, la entalpía sensible a cierta temperatura la integral del calor específico desde la temperatura estándar hasta la temperatura correspondiente. Típicamente, la temperatura estándar se fija en 25°C, y este será el dato que aquí se use. Con estas premisas y los datos disponibles, el dato de la entalpía de formación estándar será:

$$\Delta h_f^0 = h(T_0) = h(25^\circ\text{C})$$

Así pues la entalpía demandada por el algoritmo, la entalpía sensible, se calculará mediante los datos del ajuste polinomial de la siguiente manera:

$$h_s(T) = h(T) - h(T_0)$$

Se muestra a continuación el gráfico de la entalpía sensible para el aire fresco, así como para la mezcla de aire y combustible, y la mezcla de gases quemados.

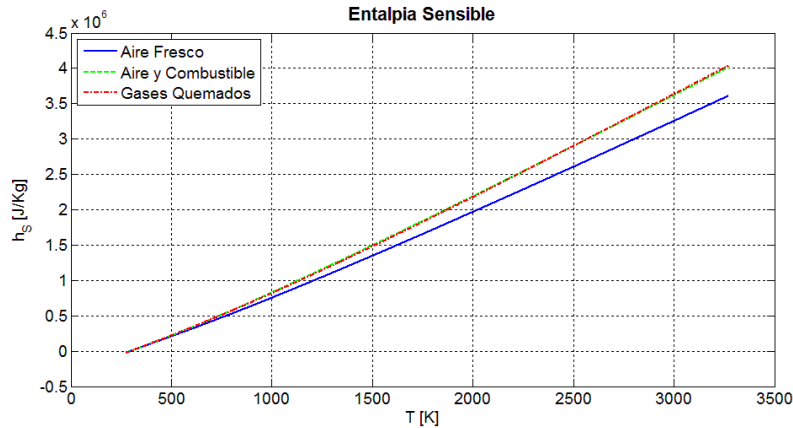


Fig. 2.15: Gráfico de h_s [J/Kg] para el aire fresco y las dos mezclas puestas en juego

Como se puede observar, la entalpía sensible en el caso de los dos fluidos puestos en juego es prácticamente igual, o al menos se aprecia una diferencia mínima, ya que ambos fluidos están constituidos principalmente con nitrógeno molecular. Se puede comprobar en el gráfico anterior que, atendiendo a la relación vista anteriormente entre h_s y C_p , esto es así debido a la poca diferencia entre los valores de C_p para ambos fluidos. Atendiendo a la misma relación, se comprueba que al ser el C_p del aire fresco menor a los otros dos en todo el rango de temperaturas, también lo es necesariamente la entalpía sensible. Atendiendo a este gráfico se puede concluir que, al ser las entalpías sensibles de ambos fluidos de trabajo prácticamente iguales en todo el rango de temperaturas, la influencia de los cambios químicos en su valor es mucho menor que la influencia de los cambios de temperatura.

4.4.- Modelo de Evolución del Fluido de Trabajo

Una vez tenemos las propiedades del aire fresco carburado por un lado y de los gases quemados por el otro, necesitamos conocer la proporción de unos y otros para poder conocer las propiedades de la mezcla que evoluciona dentro del cilindro. Dicha mezcla de gases se caracteriza por las fracciones másicas de ambas mezclas en disolución:

$$x_{gas\ quemado} = \frac{m_{gas\ quemado}}{m_{total}} = 1 - x_{aire\ fresco}$$

$$x_{aire\ fresco\ carburado} = \frac{m_{aire\ fresco}}{m_{total}} = 1 - x_{gas\ quemado}$$

Para la modelización de la mezcla de gases quemados y aire fresco carburado, se recurre a tres variables, relacionadas entre sí: la masa total, la masa de gases quemados y la fracción másica de gases quemados. Dicho modelo calcula estas tres variables en

un instante de tiempo, suponiendo conocidas las tres variables en el instante anterior y teniendo en cuenta los fenómenos puestos en juego en este intervalo de tiempo. Con estas premisas, podemos clasificar los intervalos de tiempo en tres tipos:

- ✓ Bucle de renovación de la carga, válvula de admisión cerrada (desde AAE hasta AAA): En este caso, solo hay salida de masa hacia el escape, por lo que la fracción másica se mantiene constante, variando únicamente la masa total y, en proporción, la de gases quemados:

$$\begin{aligned}m(t + \Delta t) &= m(t) - \Delta t \cdot dm_{escape}(t) \\X_{quemados}(t + \Delta t) &= X_{quemados}(t) \\m_{quemados}(t + \Delta t) &= X_{quemados}(t + \Delta t) \cdot m(t + \Delta t)\end{aligned}$$

- ✓ Bucle de renovación de la carga, válvula de admisión abierta (desde AAA hasta RCA): En este caso, la fracción másica de gases quemados varía, ya que se introducen al cilindro únicamente gases frescos carburados que se disuelven con la mezcla que ya hay dentro. Además, hay que tener en cuenta que hay un momento, durante el cruce de válvulas, en el que también hay salida de gases por la válvula de escape. Resulta más fácil, pues, calcular el balance de gases quemados y masa total, para hallar posteriormente la fracción másica correspondiente:

$$\begin{aligned}m(t + \Delta t) &= m(t) + \Delta t (dm_{admission}(t) - dm_{escape}(t)) \\m_{quemados}(t + \Delta t) &= m_{quemados}(t) - \Delta t \cdot x_{quemados}(t) \cdot dm_{escape}(t) \\x_{quemados}(t + \Delta t) &= m_{quemados}(t + \Delta t) / m(t + \Delta t)\end{aligned}$$

- ✓ Bucle de potencia (desde RCA hasta AAE): En este caso, la masa que hay encerrada en el cilindro no varía, así que el único fenómeno que hace variar la proporción de la mezcla es la conversión de aire fresco carburado en gases quemados durante el proceso de combustión. En esta etapa, la mezcla evoluciona desde una concentración baja en gases quemados, producto de los gases residuales que quedaron encerrados del ciclo anterior (llamada $x_{residuales}$), hasta la ausencia total de gases frescos carburados al final de la combustión:

$$\begin{aligned}m(t + \Delta t) &= m(t) \\x_{quemados}(t + \Delta t) &= x_{quemados}(t) + (1 - x_{residuales}) \cdot dx_q(t) \\m_{quemados}(t + \Delta t) &= X_{quemados}(t + \Delta t) \cdot m(t + \Delta t)\end{aligned}$$

Con la disponibilidad de los datos de fracción másica de gases quemados y de las propiedades termodinámicas, tanto de aire fresco carburado como de gases quemados, es posible calcular las propiedades del fluido de trabajo en cada instante de tiempo mediante las siguientes ecuaciones:

$$\overline{PM} = \frac{1}{\frac{x_{quemados}}{PM_{bg}} + \frac{1 - x_{quemados}}{PM_{airf}}}$$

$$\bar{C}_P \left[\frac{J}{KgK} \right] = x_{quemados} \frac{C_{P_{bg}} \left[\frac{J}{molK} \right]}{PM_{bg}} + (1 - x_{quemados}) \frac{C_{P_{airf}} \left[\frac{J}{molK} \right]}{PM_{airf}}$$

$$\gamma = \frac{\bar{C}_P \left[\frac{J}{KgK} \right]}{\bar{C}_P \left[\frac{J}{KgK} \right] - \frac{R_u}{PM}}$$

$$h_s \left[\frac{J}{Kg} \right] = x_{quemados} \frac{(h_{bg} - \Delta h_{f_{bg}}^0) \left[\frac{J}{mol} \right]}{PM_{bg}} + (1 - x_{quemados}) \frac{(h_{airf} - \Delta h_{f_{airf}}^0) \left[\frac{J}{mol} \right]}{PM_{airf}}$$

Donde el subíndice 'bg' se refiere a las propiedades de los gases quemados y el subíndice 'airf' a las propiedades de la mezcla de aire fresco y combustible.

5.- Combustión

Se entiende la combustión como el proceso por el cual el combustible, en estado gaseoso, y el oxígeno contenido en el aire fresco reaccionan químicamente dentro del cilindro, liberando en forma de energía térmica la energía química que posee el combustible. En esa liberación energética reside la importancia de la producción de potencia, ya que es esta energía disponible la que se aprovecha para la obtención de trabajo útil en el eje.

En el caso de este algoritmo, se pretende modelar las actuaciones de motores de encendido provocado con condiciones estequiométricas y con mezcla de combustible previa en el colector de admisión, ya sea esta mezcla mediante carburador o inyector. Se supone, pues, que el fluido que se introduce en el cilindro a través de la válvula de admisión contiene ya combustible en proporción estequiométrica, en estado gaseoso y perfectamente disuelto en el aire fresco, es decir, hay condición de isotropía en todo el volumen del fluido de trabajo.

Se pasa a explicar a continuación todo lo relacionado en este modelo con el fenómeno de combustión: características del combustible seleccionado, datos necesarios en el algoritmo, breve análisis químico y termoquímico de la combustión estequiométrica y velocidad de combustión en el cilindro:

5.1.- Combustible

Como se va a modelar el proceso de combustión de un motor de encendido provocado (MEP), el combustible necesario ha de ser gasolina. Buscando propiedades sobre gasolina, se encontraron los datos termodinámicos tabulados para una gasolina genérica en estado gaseoso [2.9]. Estos datos, al igual que para las especies químicas, están ajustados mediante coeficientes a una serie de polinomios:

$$\tilde{C}_{P_{fuel}} \left(\frac{cal}{mol \cdot K} \right) = A_{f1} + A_{f2} \cdot t + A_{f3} \cdot t^2 + A_{f4} \cdot t^3 + \frac{A_{f5}}{t^2}$$

$$\tilde{h}_{fuel} \left(\frac{Kcal}{mol} \right) = A_{f1} \cdot t + A_{f2} \frac{t^2}{2} + A_{f3} \frac{t^3}{3} + A_{f4} \frac{t^4}{4} - \frac{A_{f5}}{t} + A_{f6}$$

En donde la variable t corresponde a: $t = \frac{T(K)}{10^3}$

Como se puede comprobar, en estas correlaciones se mantiene la relación existente entre entalpía y calor específico a presión constante, ya que:

$$\tilde{h}_{fuel}(T) = \Delta h_{f_{fuel}}^0(T_0) + \int_{T_0}^T \tilde{C}_{P_{fuel}}(T) dT$$

Bajo esta premisa, es fácil comprobar que el factor A_{f6} corresponde a la entalpía de formación del combustible a $T_0=0K$.

Comentar en este caso que, al estar en calorías los datos suministrados, habrá que transformarlos a julios con el fin de poder combinarlos con los datos termodinámicos del aire fresco. Para ello se usará el siguiente factor de conversión:

$$1 \text{ cal} = 4,1868 \text{ J}$$

Sin más se pasa a presentar el cuadro con los coeficientes de ajuste, así como algún otro dato de interés, obtenidos todos de [2.10]:

Fórmula	PM _{fuel}	A _{f1}	A _{f2}	A _{f3}	A _{f4}	A _{f5}	A _{f6}
C _{8,26} H _{15,5}	114,8 g/mol	-24,078	256,63	-201,68	64,750	0,5808	-27,562

Fig. 2.16: Coeficientes de ajuste y otros datos para el combustible seleccionado

Conviene comentar que estos ajustes corresponden a temperaturas inferiores a 1000K y que no existen datos para temperaturas superiores, ya que a partir de esta temperatura las moléculas que forman el combustible se disocian espontáneamente, recombinándose en moléculas más sencillas. En el caso de este modelo, se contempla la posibilidad de que pueda existir combustible por encima de esta temperatura, siendo necesarios, pues, datos termodinámicos para ese rango, por lo que se decide mantener constante el calor específico a presión constante a partir de esa temperatura. Teniendo

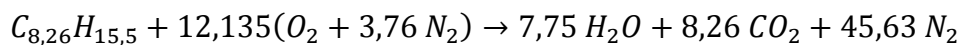
en cuenta esto, la entalpía de la gasolina a partir de esa temperatura se calculará de la siguiente manera:

$$h_{fuel}(T > 1000K) = h_{fuel}(1000K) + C_{p_{fuel}}(1000K) \cdot (T - 1000K)$$

Por último, comentar que, al tratar a la gasolina en todo momento como si de un gas ideal se tratase, todo lo argumentado sobre las propiedades termodinámicas de mezclas perfectas en el apartado anterior es igualmente válido en el caso del combustible.

5.2.- Análisis Químico

Se realiza a continuación el balance de especies químicas antes y después de la reacción de combustión. Para que dicha reacción se realice en condiciones estequiométricas se ha de añadir al combustible la cantidad exacta de oxígeno necesario para poder oxidar todas las moléculas de la gasolina, formando con ello agua y dióxido de carbono. El nitrógeno presente en el aire fresco no forma parte activa en la reacción, pero se presenta en el balance ya que estará presente en la combustión. Se presenta a continuación el balance químico de la combustión que se llevará a cabo en este modelo:



Atendiendo al balance presentado, se pueden obtener muchos datos necesarios, tanto para el modelo de combustión como para el modelo de las propiedades del fluido de trabajo. Para empezar se calculará la proporción de especies en los gases quemados, necesaria para el cálculo de las propiedades de dicha mezcla. Para ello se necesita saber la cantidad total de moléculas en los gases quemados:

$$n_{T_{bg}} = n_{H_2O} + n_{CO_2} + n_{N_2} = 7,75 + 8,26 + 45,63 = 61,64$$

Una vez obtenido este dato, se pasa a calcular la proporción en volumen de cada especie en la mezcla de gases quemados:

$$y_{H_2O} = \frac{n_{H_2O}}{n_{T_{bg}}} = \frac{7,75}{61,64} = 0,126 \Rightarrow \%vol. H_2O = 12,6\%$$

$$y_{CO_2} = \frac{n_{CO_2}}{n_{T_{bg}}} = \frac{8,26}{61,64} = 0,134 \Rightarrow \%vol. CO_2 = 13,4\%$$

$$y_{N_2} = \frac{n_{N_2}}{n_{T_{bg}}} = \frac{45,63}{61,64} = 0,74 \Rightarrow \%vol. N_2 = 74\%$$

Se procede a calcular ahora, usando datos del balance químico, la proporción entre la gasolina y el aire fresco. Se calculará la proporción en volumen, necesaria para

el cálculo de las propiedades de la mezcla de aire fresco y gasolina, y la proporción en masa, necesaria para el cálculo del calor liberado por la gasolina:

$$f_n = \frac{n_{fuel}}{n_{air}} = \frac{1}{12,135 \cdot 4,76} = \frac{1}{57,76} = 0,017$$

$$f_m = \frac{m_{fuel}}{m_{air}} = \frac{n_{fuel} \cdot PM_{fuel}}{n_{air} \cdot PM_{air}} = \frac{114,8}{12,135 \cdot 4,76 \cdot 28,85} = \frac{1}{14,52} = 0,069$$

Con la proporción en volumen se calcularán las propiedades termodinámicas de la siguiente manera:

$$C_{P_{air+f}} \left[\frac{J}{mol \cdot K} \right] = \frac{C_{P_{air}} \left[\frac{J}{mol \cdot K} \right] + f_n \cdot C_{P_{fuel}} \left[\frac{J}{mol \cdot K} \right]}{1 + f_n}$$

$$h_{air+f} \left[\frac{J}{mol \cdot K} \right] = \frac{h_{air} \left[\frac{J}{mol \cdot K} \right] + f_n \cdot h_{fuel} \left[\frac{J}{mol \cdot K} \right]}{1 + f_n}$$

Además de poder calcular el peso molecular medio del aire fresco carburado, necesario en el algoritmo:

$$\overline{PM}_{air+f} = \frac{m_{air+f}}{n_{air+f}} = \frac{PM_{air} + f_n \cdot PM_{fuel}}{1 + f_n} = \frac{28,85 + 0,017 \cdot 114,8}{1,017} = 30,314 \frac{g}{mol}$$

Al funcionar el motor del algoritmo en condiciones estequiométricas, la masa de combustible que se quema será siempre proporcional a la masa admitida al cilindro. Hay que tener en cuenta que la gasolina se mezcla con el aire antes de la admisión, por lo que la masa admitida contiene aire fresco y gasolina en proporción estequiométrica. Además, hay que considerar que la masa total encerrada en el cilindro en la fase de potencia del ciclo está compuesta, además de por la masa admitida, por una porción de gases quemados que no fueron expulsados en el ciclo anterior. Se define, como se comentó anteriormente, la proporción de masa de gases residuales respecto a la masa total contenida como $x_{residuales}$. Con todo esto, la masa de combustible admitido al cilindro será:

$$m_{fuel} = (1 - x_{residuales}) \frac{f_m}{1 + f_m} m_{total}$$

Como se puede observar, el modelo químico para la combustión es el más sencillo posible, ya que no tiene en cuenta en absoluto las leyes de la cinética química y considera en cada instante equilibrio químico entre las especies. Así pues, se hace caso omiso de las especies químicas no mayoritarias presentes en la combustión.

5.3.- Poder Calorífico

Como se comentó al inicio de apartado, la importancia de la combustión estriba en la energía térmica liberada por el combustible, de la cual parte se aprovechará en trabajo útil. Para cuantificar la energía que el combustible es capaz de liberar en su combustión aparece el concepto de poder calorífico. Se define el poder calorífico como el calor de reacción a presión constante o volumen constante a temperatura estándar para la combustión completa de una unidad de masa de combustible [2.11]:

$$PC = -(\Delta H)_{P, T_0}$$

Poseyendo, pues, los valores de entalpía tanto de los reactivos como de los productos tabulados, y sabiendo que la temperatura estándar son 25°C, el cálculo es directo:

$$(\Delta H)_{P, T_0} = h_{air+f}(T_0) - h_{bg}(T_0) = -2,8576 \cdot 10^6 \frac{J}{Kg(air+f)}$$

Hay que tener en cuenta que el dato de poder calorífico va referido a la unidad de masa de combustible, por lo que sería:

$$PC = -\left(-2,8576 \cdot 10^6 \left[\frac{J}{Kg(air+f)}\right]\right) \frac{(1 + f_m)}{f_m} \left[\frac{Kg(air+f)}{Kg(fuel)}\right]$$

$$PC = 44,35 \frac{MJ}{kg}$$

Mirando el gráfico de entalpía para las mezclas de aire fresco carburado y de gases quemados, se puede comprobar que el valor de la entalpía de reacción a una temperatura fija se mantiene prácticamente constante en todo el rango de temperaturas. De hecho, su valor solo oscila un 1,5% en torno al valor correspondiente a la temperatura estándar:

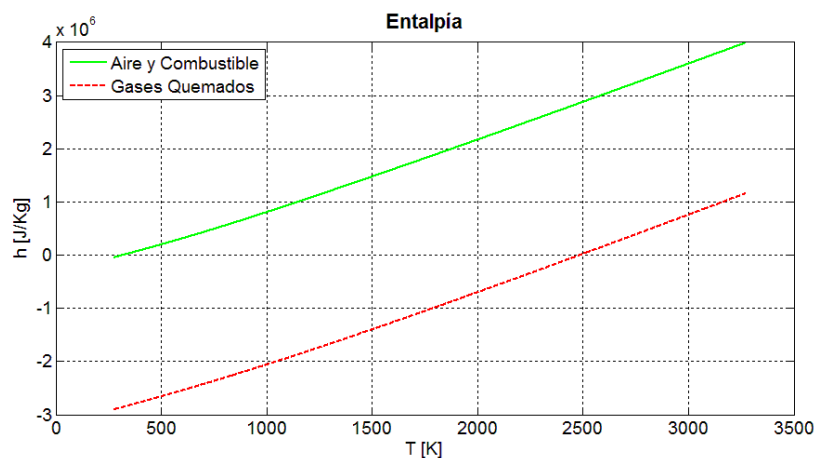


Fig. 2.17: Gráfico de h [J/Kg] para las dos mezclas puestas en juego en la combustión

Comentar también que, aunque los valores del poder calorífico pueden oscilar bastante entre unas gasolinas y otras, los datos encontrados oscilan entre los 44,4 MJ/kg [2.12] y los 13 kWh/kg (46,8 MJ/kg) [2.13], así que, frente a esta discrepancia, se dará el resultado obtenido más arriba por bueno, y será ese el dato que se usará en el algoritmo, por tener, además, concordancia con los datos termodinámicos que se usan en el algoritmo, al haber sido obtenido a través de estos últimos.

5.4.- Ley de Quemado

Como se comentó en las hipótesis simplificadoras, el proceso de combustión se modelará mediante una ley que determina la tasa de quemado. Esta ley de quemado varía únicamente en función de la relación entre el tiempo transcurrido desde el inicio de la combustión, y de la duración total de esta, en términos de ángulo de giro del cigüeñal. Para este caso, se escogerá una ley de quemado de tipo Wiebe:

$$x_q(\theta) = 1 - e^{-a\left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^{m+1}}$$

En esta ley, x_q representa la fracción de masa quemada con respecto a la de aire fresco disponible al inicio de la combustión (ángulo θ_0), para un ángulo de giro del cigüeñal θ , y $\Delta\theta$ representa el ángulo que ocupa la duración de la combustión. Esta ley se ajusta a través de dos factores de forma, 'a' y 'm'. Los factores de forma que mejor ajustan la ley de masa quemada a la evolución en motores de encendido provocado reales son [2.14]:

<i>a</i>	<i>m</i>
5	3

A Continuación se muestra un gráfico de la ley de Wiebe con los factores arriba mostrados, en función del avance de la combustión relativo a $\Delta\theta$:

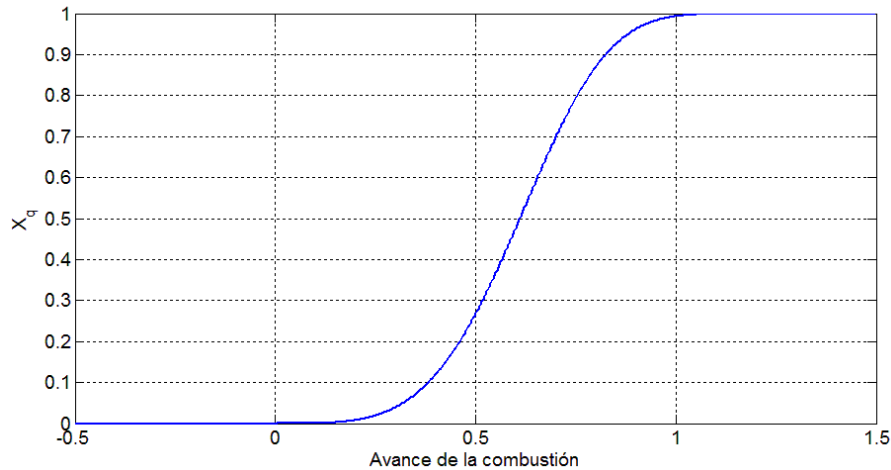


Fig. 2.18: Ley de Wiebe para el avance de la combustión

En un motor de encendido provocado, como es este caso, el inicio de la combustión se produce mediante un pequeño aporte energético puntual, como una descarga eléctrica. Ese aporte energético inflama una pequeña parte alrededor del punto de descarga, que se propaga por los alrededores lentamente mediante una llama de premezcla. Una vez se ha propagado a un área suficientemente grande, el frente de llama avanza por todo el cilindro con una velocidad proporcional y del mismo orden de magnitud que la velocidad media del pistón. Cuando el frente de llama llega a las paredes del cilindro ya se ha quemado la mayor parte del aire fresco carburado y empieza su lenta extinción debido a la menor temperatura de las paredes [2.15]. Como se puede observar, la forma de la ley de Wiebe puede modelar bastante bien este proceso.

Debido a que el proceso de propagación de la llama de premezcla ocupa la mayor parte del tiempo de combustión y en él se quema, también, la mayor parte de la mezcla disponible, el tiempo de duración de la combustión estará fuertemente influenciado por la velocidad del frente de llama. Como se comentó, dicha velocidad es proporcional a la velocidad media del pistón, por lo que la tasa de quemado, proporcional a la velocidad de propagación de la llama, está también muy influenciada por la velocidad del motor, aumentando proporcionalmente con el régimen. Con todo esto, la duración de la combustión aumenta ligeramente con la velocidad del motor, principalmente debido a los procesos de iniciación y extinción, ya que su duración, aunque proporcionalmente pequeña frente a la de la propagación, es independiente de la velocidad del motor [2.16]. A efectos de este algoritmo, y gracias a lo explicado anteriormente, se supondrá constante la duración angular de la combustión, sin cometer demasiado error.

La duración angular de la combustión no ha de ser demasiado corta, pues haría aumentar mucho la presión máxima en el cilindro, con el consiguiente deterioro material del motor, ni demasiado larga, ya que la extracción de trabajo en la expansión sería menor debido a la menor presión con la que empuja el fluido de trabajo al pistón.

No obstante, la duración típica de los procesos de desarrollo y de propagación de la llama para motores de encendido provocado se encuentra entre 30° y 90° de giro del cigüeñal [2.17]. En este modelo se elegirá el límite inferior, es decir, $\Delta\theta=30^\circ$.

Idealmente, la combustión en un motor de encendido provocado se realiza a volumen constante, lo que implica una velocidad de reacción infinita. Debido a la obvia imposibilidad de obtener dicha condición, se ha de adelantar el inicio de la combustión con respecto al PMS. Se define el adelanto óptimo al encendido como aquel que produce el mayor trabajo y rendimiento indicado. Con adelantos mayores al óptimo, la presión aumenta demasiado pronto, incluso antes del PMS, por lo que se necesita mayor trabajo en su compresión, disminuyendo así el trabajo obtenido. Además, el avance al encendido está limitado por los riesgos de detonación. Por otro lado, para adelantos menores al óptimo, la presión en el cilindro aumenta demasiado tarde, aprovechando mal el trabajo obtenido en la expansión [2.18]. Normalmente, en motores de encendido provocado se suele variar el adelanto al encendido en función del régimen de giro y del grado de carga del motor para optimizar el rendimiento indicado. Sin embargo, este hecho quedaría fuera del objetivo de este proyecto, por lo que se decide utilizar un avance al encendido constante para todo régimen de giro y grado de carga. Típicamente, para el ajuste de Wiebe utilizado, el avance óptimo al encendido es tal que alrededor de la mitad del intervalo de la combustión se encuentra antes del PMS. En el caso de este algoritmo, el adelanto al encendido será, pues, de 15° de giro del cigüeñal.

Una vez definidos todos los factores que rigen la ley de avance de la combustión, con la cual se modelará la composición del fluido de trabajo a lo largo de este proceso, hay que calcular también la tasa de liberación de calor, la cual es necesaria en el balance energético para el cálculo de la evolución de la presión en el cilindro. Dicha tasa de liberación de calor es proporcional a la tasa de quemado, definida esta como la derivada de la ley de avance de la combustión respecto al ángulo de giro del cigüeñal. Se derivará la ley de avance mediante las diferencias finitas descritas en apartados anteriores:

$$dx_q(\theta) = x_q(\theta + \Delta\theta) - x_q(\theta)$$

Se muestra a continuación un gráfico de la tasa de quemado referida a la ley de Wiebe con los factores de forma comentados anteriormente:

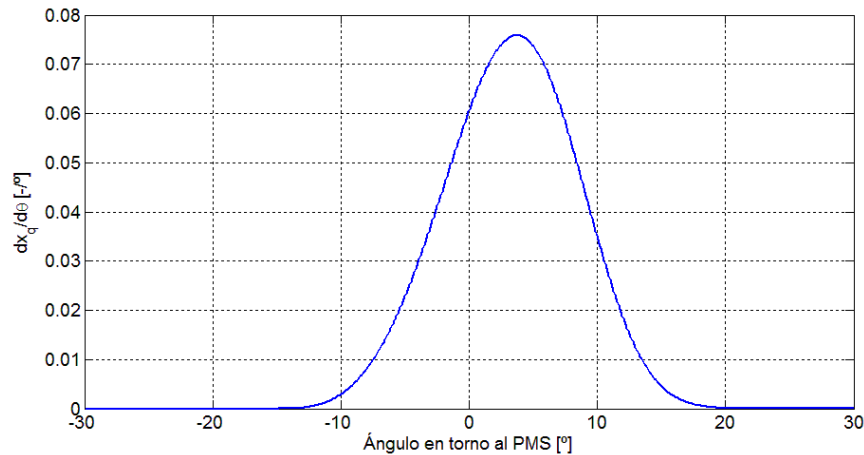


Fig. 2.19: Tasa de combustión

Ante este gráfico cabe comentar que, al representar una derivada, los valores de la tasa de quemado variarán en función inversa del intervalo de integración elegido, ya que indicaría la cantidad de mezcla quemada a lo largo de un paso de integración. Los valores mostrados en este gráfico corresponden a un intervalo de integración $\Delta\alpha=1^\circ$. Se puede comprobar, además, que en este modelo la combustión no termina del todo una vez termina la definida duración de la combustión, sino que termina en torno a $\Delta\theta/6$ más tarde. De alguna manera, concuerda con el dato de 30° utilizado como duración de los procesos de desarrollo y de propagación de la llama. El proceso de extinción ocurriría una vez pasado este tiempo.

Una vez obtenida la tasa de quemado, el cálculo de la tasa de liberación de calor por la combustión es directo. Teniendo en cuenta el poder calorífico del combustible y que la tasa de quemado representa la velocidad a la que reacciona la mezcla de aire fresco carburado, se necesita la proporción de combustible en la mezcla. Con todos estos datos, que se hallaron con anterioridad, la tasa de liberación de calor será:

$$dQ_{comb} = m_{fuel} \cdot PC \cdot dx_q = \frac{f_m}{1 + f_m} \cdot (1 - x_{res}) \cdot m_{total} \cdot PC \cdot dx_q$$

6.- Proceso de Renovación de la Carga

La importancia del estudio del ciclo de renovación de la carga reside en que el trabajo obtenido en el ciclo es proporcional a la masa de gases frescos que entra en el cilindro, siempre y cuando se mantenga constante el dosado. Esto es así porque, a mayor cantidad de aire fresco introducido en el cilindro, mayor cantidad de combustible

se puede quemar en el ciclo, liberando más energía aprovechable en trabajo. Además, también es necesario conocer la cantidad de gases quemados que permanecen en el cilindro durante el ciclo de renovación de la carga y que realizarán el ciclo de trabajo siguiente como gases residuales, junto con los gases frescos introducidos nuevamente.

Para poder evaluar de manera cuantificable la eficacia con la que se llena un cilindro, aparece el concepto de “rendimiento volumétrico global”, que no es más que la relación entre la masa de aire introducida al cilindro y la masa que cabría idealmente en el volumen del cilindro a la temperatura y presión de la admisión (masa máxima introducida si el proceso de admisión fuera lo suficientemente lento como para considerarlo estacionario). Referido a variables temporales, el rendimiento volumétrico global se puede escribir como:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{in}}{\frac{n}{2}q \cdot \rho_{ref}}$$

Donde q es la cilindrada unitaria del motor en m^3 , \dot{m}_{in} es el gasto másico de gases frescos en la admisión en kg/min , n es la velocidad del motor en rpm , y ρ_{ad} es la densidad específica del aire a la temperatura y presión de referencia, en kg/m^3 , que se puede obtener mediante la ecuación de los gases ideales:

$$\rho_{ref} = \frac{P_{ref}}{R_g T_{ref}}$$

Cabe decir que se puede escoger la densidad de referencia en función del interés del estudio, así lo más común es elegir las condiciones en el colector de admisión, aunque a veces también sea útil escoger las condiciones atmosféricas, sobre todo si se quiere tener en cuenta los efectos de un posible compresor. Como en este caso el modelo del motor se realiza para un ciclo completo, se usará también la formulación integral de la expresión anterior:

$$\eta_v = \frac{R_g T_{ref} \sum_{ciclo} dm_{ad}}{q P_{ref}}$$

6.1.- Flujo a Través de Válvulas

Para este modelo, se toma el aire como compresible, pero sin tener en cuenta los fenómenos no estacionarios que aparecen en los colectores, tales como discontinuidades, ondas de choque o aceleraciones y deceleraciones del fluido en conductos. Se asumirá el funcionamiento del motor cuasi estacionario.

Para implementar el modelo, se estudiarán los movimientos de fluidos compresibles en flujos unidimensionales a través de restricciones puntuales, definidas

como toberas convergentes-divergentes. Bajo estas premisas, el fluido se comporta de manera cuasi-estacionaria, ya que el tiempo de residencia del fluido a través de la restricción es generalmente mucho menor que el tiempo en que las condiciones cambian aguas arriba o aguas abajo de la singularidad. Gracias a esto, es posible calcular el flujo a través de las válvulas mediante las condiciones instantáneas del fluido aguas arriba y aguas abajo de la restricción [2.19].

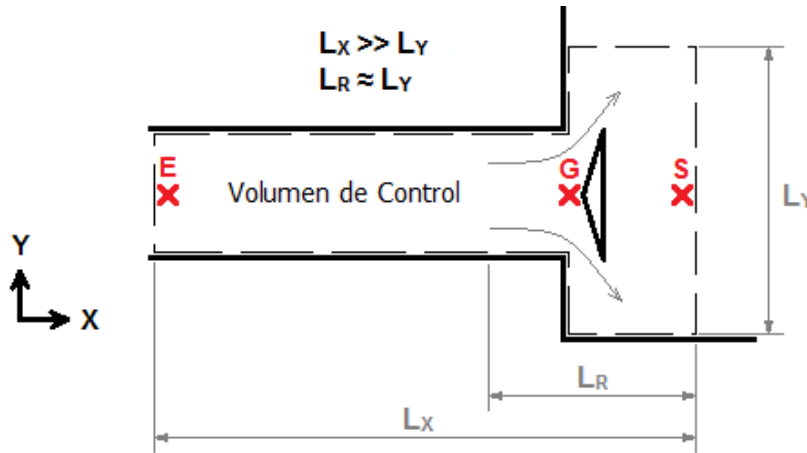


Fig. 2.20: Esquema del volumen de control y puntos característicos para el flujo a través de válvulas

El flujo de aire a través de una garganta de área transversal A_G es:

$$\dot{m} = \rho_G A_G W_G = \frac{P_G A_G W_G}{R_g T_G}$$

Suponiendo flujo ideal (adiabático y reversible) y estacionario, se realiza un balance másico y energético del volumen de control:

$$\frac{dm}{dt} = 0 = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \Rightarrow \dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}$$

$$\left. \frac{dE}{dt} \right|_{VC} = 0 = \sum_e \dot{m}_e \left(\underbrace{h_e + \frac{W_e^2}{2}}_{h_{te}} \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(\underbrace{h_s + \frac{W_s^2}{2}}_{h_{ts}} \right) + \underbrace{\dot{Q}}_{=0} - \underbrace{\dot{W}}_{=0} \Rightarrow h_{t,e} = h_{t,s} = h_t$$

$$h_{t,e} - h_{t,s} = 0 \Rightarrow C_P (T_{t,e} - T_{t,s}) = 0 \Rightarrow T_{t,e} - T_{t,s} = 0 \Rightarrow C_P T_{t,e} - C_P T_G - \frac{W_G^2}{2} = 0$$

$$T_G + \frac{W_G^2}{2 C_P} = T_{t,e} = T_t + 0$$

Despejando de la ecuación anterior la velocidad en la garganta:

$$W_G = \sqrt{2 C_P (T_t - T_G)}$$

Al sustituir $C_P = \frac{\gamma}{(\gamma-1)} R_g$ y sacar T_t del paréntesis, queda:

$$W_G = \sqrt{\frac{2\gamma R_g T_t \left(1 - \frac{T_G}{T_t}\right)}{(\gamma - 1)}}$$

Sustituyendo la ecuación hallada para la velocidad del fluido en la ecuación que define el flujo másico, nos queda:

$$\dot{m} = \frac{P_G A_G}{R_g T_G} \sqrt{\frac{2\gamma R_g T_t \left(1 - \frac{T_G}{T_t}\right)}{(\gamma - 1)}} = \frac{P_t A_G}{R_g T_t} \frac{P_G}{P_t} \frac{T_t}{T_G} \sqrt{\frac{2\gamma R_g T_t \left(1 - \frac{T_G}{T_t}\right)}{(\gamma - 1)}}$$

Se asume que desde que el fluido está parado hasta que pasa por la garganta realiza un proceso isentrópico (adiabático y reversible), por lo que las relaciones entre los cocientes de temperaturas, presiones y densidades se pueden escribir de esta manera:

$$\frac{P_G}{P_t} = \left(\frac{\rho_G}{\rho_t}\right)^\gamma; \quad \frac{P_G}{P_t} = \left(\frac{P_G}{P_t} \frac{T_t}{T_G}\right)^\gamma \Rightarrow \frac{T_t}{T_G} = \left(\frac{P_G}{P_t}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

Introduciendo, pues, estas relaciones en la ecuación del flujo másico, para poner todo en función de la relación de presiones:

$$\dot{m} = \frac{P_t A_G}{\sqrt{R_g T_t}} \frac{P_G}{P_t} \left(\frac{P_G}{P_t}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma \left(1 - \left(\frac{P_G}{P_t}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)}{(\gamma - 1)}} = \frac{P_t A_G}{\sqrt{R_g T_t}} \left(\frac{P_G}{P_t}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma \left[1 - \left(\frac{P_G}{P_t}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]}{(\gamma - 1)}}$$

Si se agrupa en el segundo miembro aquello que dependa únicamente de la relación entre la presión de remanso en la entrada y la presión en la garganta, aparecerá una función que representa el flujo de masa, adimensionalizado con al área de la garganta y con las condiciones de remanso del fluido aguas arriba de la restricción. Dicha función adimensional se designa por la letra griega Ψ :

$$\frac{\dot{m} \sqrt{R_g T_t}}{P_t A_G} = \left(\frac{P_G}{P_t}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma \left[1 - \left(\frac{P_G}{P_t}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]}{(\gamma - 1)}} = \Psi \left(\frac{P_G}{P_t}\right)$$

De esta ecuación se desprende que el flujo de masa adimensionalizado que atraviesa la restricción depende únicamente de la presión de remanso aguas arriba de la restricción y de la presión en la garganta, y esta va variando en función de la relación entre ambas presiones.

6.2.- Bloqueo Sónico en las Válvulas

Como se ha visto, el fluido va evolucionando desde el reposo y la presión de remanso que tiene aguas arriba de la restricción, hasta la garganta, donde posee la máxima velocidad y la mínima presión que alcanza en todo este tramo. La velocidad y la presión de la garganta guardan relación entre ellas, de modo que, manteniendo el área de la garganta y las condiciones aguas arriba de esta constantes, cuanto menor sea la presión en la garganta mayor será la velocidad del fluido en esta, y, por tanto mayor el flujo de aire que la atraviesa.

Esto es cierto hasta que la velocidad del fluido en la restricción alcanza la velocidad local del sonido, la cual es la máxima velocidad que se puede alcanzar en la garganta. A esta condición de flujo se le llama bloqueo sónico, ya que no es posible acelerar al fluido en la garganta a más velocidad que la del sonido para las condiciones en la misma. Bajo esta premisa, existe una presión, llamada 'presión crítica', que es la mínima presión que puede existir en la garganta.

Para hallar la relación de la presión crítica y la presión de remanso aguas arriba de la restricción se calculará primero la velocidad del sonido, a . Se define la velocidad del sonido mediante la siguiente expresión:

$$a^2 = \left. \frac{\partial P}{\partial \rho} \right|_{s=cte}$$

Se sabe que en el caso de un gas ideal, durante un proceso isentrópico, su presión y su densidad evolucionan de tal manera que el factor P/ρ^γ se mantiene constante en todo momento. Con esta conclusión se puede hallar la variación de la presión con respecto a la densidad en un proceso isentrópico:

$$d\left(\frac{P}{\rho^\gamma}\right) = 0 \Rightarrow \frac{\rho^\gamma dP - \gamma \rho^{(\gamma-1)} d\rho}{\rho^{2\gamma}} = 0 \Rightarrow \rho dP = \gamma P d\rho \Rightarrow \frac{dP}{d\rho} = \gamma \frac{P}{\rho}$$

Aplicando este resultado a la definición de la velocidad del sonido, y teniendo en cuenta que la presión y la densidad específica se relacionan entre sí mediante la ecuación de los gases ideales, la velocidad del sonido para un gas ideal es:

$$a = \sqrt{\gamma \frac{P}{\rho}} = \sqrt{\gamma R_g T}$$

Nótese que la velocidad del sonido para un gas ideal depende exclusivamente de la composición (a través del peso molecular y de relación de calores específicos) y de la temperatura de dicho gas.

A continuación se retomará la ecuación que relaciona la velocidad y la temperatura en la garganta con la temperatura de remanso aguas arriba, derivada del balance energético al volumen de control:

$$T_t = T_G + \frac{W_G^2}{2 C_p}$$

Se dividen ambos miembros por la temperatura en la garganta, y tras varias transformaciones, se observa que en el segundo miembro aparece dividiendo un factor que es igual al cuadrado de la velocidad del sonido en la garganta:

$$\frac{T_t}{T_G} = 1 + \frac{W_G^2}{2 C_p T_G} = 1 + \frac{W_G^2}{2 \frac{\gamma}{(\gamma-1)} R_g T_G} = 1 + \frac{(\gamma-1)}{2} \frac{W_G^2}{\gamma R_g T_G}$$

Se define ahora el número de Mach, M , como la relación entre la velocidad de un fluido y la velocidad del sonido para las condiciones de dicho fluido. Usando esta definición, se obtiene la relación de temperaturas en función del número de Mach en la garganta:

$$\frac{T_t}{T_G} = 1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_G^2$$

Para hallar la relación entre la presión crítica y la presión de remanso, se asume que el fluido realiza un proceso isotrópico desde el reposo hasta que llega a la garganta, por lo que la relación entre los cocientes de temperaturas y de presiones es:

$$\frac{P_G}{P_t} = \left(\frac{\rho_G}{\rho_t} \right)^\gamma ; \frac{P_G}{P_t} = \left(\frac{P_G T_t}{P_t T_G} \right)^\gamma \Rightarrow \frac{T_t}{T_G} = \left(\frac{P_t}{P_G} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Mezclando las dos últimas ecuaciones se obtiene una función que relaciona el número de Mach en la garganta con la relación entre la presión total en esta y la presión de remanso aguas arriba:

$$\frac{P_t}{P_G} = \left(1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_G^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Como se comentó anteriormente, el fenómeno de bloqueo sónico se obtiene al alcanzar la velocidad del sonido en la garganta. A esa velocidad, la presión en la restricción corresponde con la presión crítica; y el número de Mach, como ya se habrá adivinado, es igual a la unidad. Con la ecuación anterior, y sustituyendo el número de Mach por la unidad, se obtiene la relación entre la presión crítica y la de remanso:

$$\frac{P_t}{P_{crítica}} = \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

En el caso del flujo subsónico, al ser la velocidad en todo el trayecto menor a la del sonido, la ‘información’ de la presión que hay aguas abajo de la restricción es capaz de propagarse aguas arriba de esta, haciendo que la velocidad y la presión del fluido se adapten a lo largo del trayecto. Esto hace que la cantidad de flujo que atraviese la restricción este gobernada, además de por la condiciones de remanso aguas arriba de la

restricción, por la presión estática aguas abajo de la misma. Cuando hay bloqueo sónico en la garganta, la ‘información’ de la presión aguas abajo de esta, que se propaga a la velocidad del sonido, es incapaz de remontar aguas arriba de la restricción. Debido a esto, para los casos en los que se cumple que $\frac{P_G}{P_t} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ (condición de bloqueo sónico), la masa que atraviesa la garganta se mantiene constante e igual a la correspondiente a la presión crítica. Con todo esto, el flujo adimensional que atraviesa la restricción en condiciones de bloqueo sónico queda definido así:

$$\frac{\dot{m}_{\text{bloqueo}} \sqrt{R_g T_t}}{P_t A_G} = \sqrt{\gamma \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} = \Psi \left(\frac{P_{\text{crítica}}}{P_t}\right)$$

A continuación se muestra una grafica donde se representa la función de flujo adimensional, Ψ , en función de la relación entre la presión estática en la garganta y la presión de remanso aguas arriba, para distintos valores de γ . Se muestran, además, los puntos de inicio del bloqueo sónico:

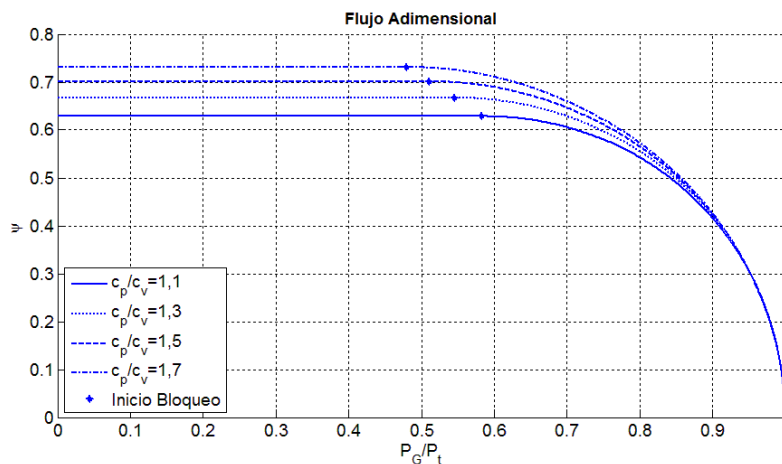


Fig. 2.21: Gráfico de función de flujo adimensional Ψ

Se hace notar que, cuanto mayor sea la relación de calores específicos del fluido, menor es la presión en la garganta a la cual aparece el bloqueo sónico. Además, a medida que el valor de γ aumenta, también aumenta la cantidad máxima de fluido que puede ser trasegado, la cual coincide con el flujo en condiciones de bloqueo sónico.

6.3.- Modelado

Una vez obtenidas las ecuaciones teóricas que regirán el flujo de aire a través de las válvulas hay que estudiar el fenómeno concreto en los motores, definiendo los posibles casos que puedan ocurrir e identificando las condiciones para que estos ocurran y los datos a usar en cada caso. Pero antes, para adaptar mejor las ecuaciones, al

algoritmo por un lado, y a la realidad que modela por otro, hay que hacer algunas modificaciones:

- ✓ Debido a que resulta difícil determinar (matemática o empíricamente) la presión estática en la sección de la válvula, se escoge, en lugar de esta, la presión inmediatamente aguas abajo de la misma, P_T .
- ✓ También resulta difícil determinar el área perpendicular de paso por la válvula en función del levantamiento de la leva, por lo que se escogerá otro área de paso mas fácil de determinar: típicamente el área lateral de cortina, que ya se definió en el apartado de válvulas.
- ✓ Ya que se han variado estos dos datos de las ecuaciones teóricas y que éstas, por asumir condiciones ideales, no reflejan las irreversibilidades o desprendimientos de la corriente que pudieran ocurrir, es necesario, también, la introducción de un coeficiente de descarga, designado por C_D , que refleje estas derivas.

Con estas modificaciones introducidas, y teniendo en cuenta la condición de aparición del bloqueo sónico, las ecuaciones a usar para predecir el flujo másico a través de las válvulas serán estas:

$$\frac{P_T}{P_0} > \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{(\gamma-1)}} \Rightarrow \dot{m} = \frac{C_D A_R P_0}{\sqrt{R_g T_0}} \left(\frac{P_T}{P_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P_T}{P_0} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \right]}$$

$$\frac{P_T}{P_0} \leq \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{(\gamma-1)}} \Rightarrow \dot{m} = \frac{C_D A_R P_0}{\sqrt{R_g T_0}} \sqrt{\gamma \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{(\gamma-1)}}}$$

Donde C_D es el coeficiente de descarga comentado anteriormente, que se explicara más detenidamente en el siguiente apartado; A_R el área de referencia (como se dijo, se tomara el área de cortina); T_0 y P_0 la temperatura y la presión de remanso aguas arriba, y P_T la presión estática aguas abajo de la válvula. Notar que R_g se calcula en función de la composición del fluido aguas arriba. Para el cálculo de γ se usará, también, tanto la composición como la temperatura del fluido aguas arriba de la restricción.

En este modelo se contempla la posibilidad de que el fluido atravesase la restricción en ambos sentidos en cada una de las válvulas (tanto en la de admisión como en la de escape), por lo que se necesitan las variables termodinámicas (tanto la presión y la temperatura, como la composición) del fluido a ambos lados de cada válvula:

- ✓ Para la válvula de admisión, son necesarias las propiedades del colector de admisión y del interior del cilindro.
- ✓ Para la válvula de escape, las del interior del cilindro y las del colector de escape.

Como se deduce de este último razonamiento, y de las ecuaciones que definen el flujo en las válvulas, para realizar el modelo de flujo a través de las válvulas se han de proveer las propiedades de tres lugares diferentes:

- ✓ Interior del cilindro: Como se ha visto en apartados anteriores, se conocen las propiedades y variables en el cilindro ya que éstas, para cada paso de integración, se dedujeron en el paso anterior.
- ✓ Colector de admisión: La presión en la admisión se fija externa al sistema. Se asume que en el colector de admisión solo hay aire fresco carburado, sin presencia de gases quemados, y que la temperatura de este varía con el régimen del motor.
- ✓ Colector de escape: La presión en el escape también se fija externa al sistema. La temperatura de remanso y la composición se asumen iguales a las existentes en el interior del cilindro.

Como se comentó, los datos de las presiones de admisión y escape son externos al sistema, por lo que se han de fijar de antemano en este modelo. La elección de los valores para dichas presiones dependerá del tipo de motor y de las condiciones de operación que se quieran modelar en cada caso.

Para obtener el dato de la temperatura de admisión se usará una aproximación muy simple que, sin embargo, tiene en cuenta el régimen de giro del motor. El aire que se introduce al motor a través de la válvula de admisión proviene de la atmósfera. A su paso por el colector de admisión este fluido va ganando temperatura gracias al calor proveniente del motor, hasta llegar a las inmediaciones de la válvula de admisión. La temperatura que ahí tenga el aire será la que se use en el modelo para el flujo a través de la admisión.

A medida que aumenta la velocidad del motor, el tiempo de residencia del fluido en el colector de admisión va disminuyendo, con lo que también disminuye el calor absorbido por este (a pesar del aumento del coeficiente de película en el colector), y a su vez la temperatura en las inmediaciones de la válvula de admisión. Teniendo en cuenta este breve razonamiento, se decide modelar la temperatura en la admisión mediante una sencilla correlación lineal con la velocidad del motor:

$$T_{ad} = \left(100 - \frac{n(rpm)}{100} \right) ^\circ\text{C}$$

Una vez conocidos los datos necesarios, hay que analizar todos los casos posibles y las condiciones que definen a cada uno. En cada caso hay que identificar las zonas aguas arriba y aguas abajo de la válvula en cuestión.

En este modelo se tendrán en cuenta posibles reflujos en las válvulas, es decir, que ambas válvulas pueden, tanto aportar aire al cilindro, como expulsarlo de él. El sentido de paso del flujo en cada válvula depende de la presión a ambos lados de éstas, ya que el aire fluye a través de las válvulas del lado de mayor presión al lado de menor presión.

A continuación se muestra un cuadro resumen con los dos casos existentes para cada válvula, las condiciones necesarias y las zonas que hay a cada lado de las mismas. Estas zonas, definidas más arriba, es de donde se obtienen los datos necesarios en la ecuación, que serán distintos para cada caso:

Válvulas	Flujo	Condición	Zonas	
			Aguas Arriba	Aguas Abajo
Admisión	Hacia dentro	$P_{admisión} > P_{cilindro}$	Colector Admisión	Cilindro
	Invertido	$P_{admisión} < P_{cilindro}$	Cilindro	Colector Admisión
Escape	Hacia fuera	$P_{cilindro} > P_{escape}$	Cilindro	Colector de Escape
	Invertido	$P_{cilindro} < P_{escape}$	Colector Escape	Cilindro

Fig. 2.22: Cuadro de clasificación del flujo a través de las válvulas

En el marco de todo este razonamiento existe un momento, durante el cruce de válvulas, en el cual puede haber un flujo de aire fresco carburado que pase directamente del colector de admisión al colector de escape, con el consiguiente derroche de combustible sin quemar que esto conllevaría. Esto ocurriría en el caso de que, durante algún momento del cruce de válvulas, la presión en el cilindro sea menor a la presión en la admisión y mayor a la presión en el escape. Para evitar dicha posibilidad en este modelo, se establece una condición inquebrantable:

$$P_{escape} \geq P_{admisión}$$

En motores reales, esta condición se cumple en cualquier motor atmosférico. En cambio, para motores de encendido provocado con sobrealimentación, sería necesario tomar las medidas precisas para cumplir esta condición.

Con el fin de ilustrar y entender un poco mejor el modelo que se va a emplear se presenta a continuación un gráfico, complementario al de flujo adimensional que se mostró más arriba. Dicho gráfico representa la masa de aire teórica que atravesaría una hipotética tobera convergente-divergente adiabática, de área mínima constante, en condiciones ideales en un hipotético y sencillo caso:

Supongamos que dicha tobera se conecta con dos recipientes, ambos adiabáticos, uno de los cuales (llamémosle recipiente 1) mantiene su presión constante e igual a P_0 en todo momento, y el otro (recipiente 2) varía su presión desde valores menores hasta valores mayores que P_0 . Se asumen la temperatura y las propiedades del aire constantes

en todo momento e iguales en ambos recipientes. Se asume, también, como flujo positivo cuando el aire fluye del recipiente 1 al recipiente 2. Como se puede observar, en el gráfico se representa el flujo de masa en función de la caída de presión entre el recipiente 2 y el recipiente 1, para dos valores distintos de P_0 . Los datos necesarios para el modelo y que no aparecen en el gráfico son: $T_0 = 308 \text{ K}$; $R_g = 274,62 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}}$; $A_R = 10^{-2} \text{ m}^2$; $C_D = 1$, y $\gamma = 1,4$.

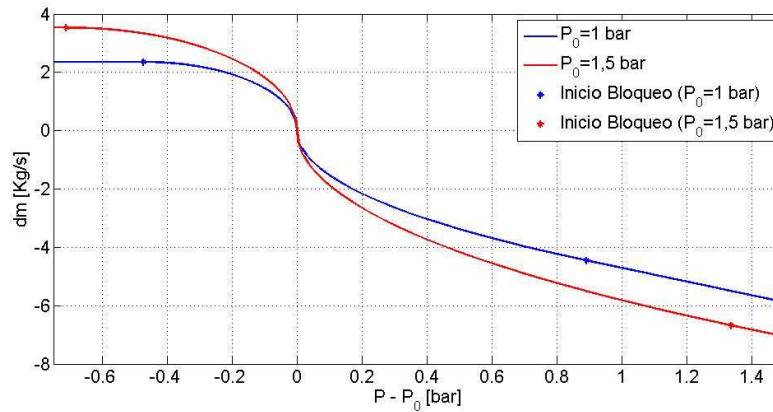


Fig. 2.23: Gráfico de flujo que atraviesa la válvula para distintos valores de P_0

Observando este gráfico se pueden obtener varias conclusiones interesantes sobre el modelo que se va a usar, a saber:

- ✓ Cuando el recipiente cuya presión puede variar se encuentra aguas arriba de la tobera, se llega a la condición de bloqueo sónico a mayores caídas de presión que cuando este se encuentra aguas abajo de la misma. Además, cuando dicho recipiente se encuentra aguas arriba y en condiciones de flujo bloqueado, todavía se puede aumentar la masa que atraviesa la tobera aumentando la presión del recipiente. Este aparente aumento del flujo y el retraso relativo de la condición de bloqueo, cuando la presión variable se encuentra aguas arriba de la válvula, puede explicarse, en parte, la mayor facilidad que tienen los motores en la evacuación de los gases respecto a la admisión de los mismos, y por qué el tamaño de las válvulas de escape suelen ser más pequeñas que las de admisión.
- ✓ Para la misma caída de presión, cuanto mayor sea la presión ‘estacionaria’, P_0 , mayor es el flujo de masa a través de la tobera, en ambos sentidos. Cuando aumenta P_0 , también aumenta la caída de presión a partir de la cual se llega a la condición de flujo bloqueado, ya se encuentre P_0 aguas arriba o aguas abajo de la tobera. Extrapolando esto al modelo, cuando se aumentan las presiones de escape y admisión (mediante un sistema turbocompresor, por ejemplo), se propicia la admisión de mayor masa de aire, ya que esta entra con mayor densidad, pero además, al obtenerse el bloqueo sónico más tarde, la masa que atraviesa las válvulas en condiciones de flujo bloqueado es todavía mayor que la debida únicamente al aumento de la presión.

6.4.- Coeficiente de Descarga

Idealmente, este coeficiente de descarga, designado por C_D , mide la relación entre el gasto real y el ideal, pero en la práctica, se determina basado en el área de cortina y se obtiene experimentalmente, de manera similar al experimento teórico descrito en el apartado anterior. Típicamente, el coeficiente de descarga varía en función de la relación entre el levantamiento y el diámetro de la válvula.

En un principio, el coeficiente de descarga depende de la forma de la válvula y del colector, de si la válvula es de admisión o de escape, y del sentido del flujo en esta [2.20]. En nuestro modelo, se buscó simplificar todas estas variables escogiendo el mismo coeficiente de descarga en todos los casos.

Para ello se desprecia la influencia que puedan tener los colectores y se analiza el área de cortina, suponiendo esta como el área mínima de paso en todo momento: Para valores pequeños del 'levantamiento relativo' ($\frac{L_V}{D_V}$), el coeficiente de descarga es bastante bajo, ya que, al ser el área de paso muy pequeña, la viscosidad tiene mucha importancia, parando el fluido cerca de las paredes y frenándolo en general. Al aumentar el levantamiento relativo, la viscosidad va perdiendo relevancia (aumenta el número de Reynolds), hasta que el coeficiente de descarga alcanza un valor máximo en torno a 0,8 para un valor de $\frac{L_V}{D_V}=0,1$. Para valores mayores del levantamiento relativo, el coeficiente de descarga disminuye. Esto es así, ya que a partir de ese valor el flujo se desprende de las paredes, por lo que el área de paso aparente es menor que el área de cortina de la válvula.

Con lo escrito anteriormente, una buena aproximación a un coeficiente de descarga que dependa de la relación entre el levantamiento y el diámetro de la válvula podría ser este que se presenta a continuación, que será el que se use en este modelo:

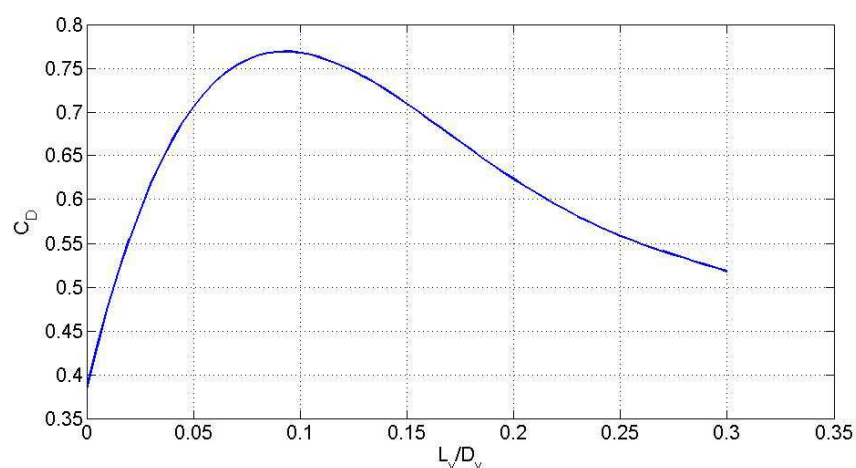


Fig. 2.24: Gráfico de coeficiente de descarga C_D basado en el área de cortina

Para poder implementar este coeficiente de descarga en el algoritmo de cálculo, se ha de presentar en forma de ecuación, ajustando su valor mediante. Para este caso, la

ecuación que bien puede ajustarse a la forma del coeficiente de descarga descrita con anterioridad es esta:

$$C_D \left(\frac{L_V}{D_V} \right) = -302,09 \left(\frac{L_V}{D_V} \right)^4 + 275,76 \left(\frac{L_V}{D_V} \right)^3 - 87,978 \left(\frac{L_V}{D_V} \right)^2 + 10,177 \left(\frac{L_V}{D_V} \right) + 0,3842$$

Con la aplicación de este factor de descarga, multiplicándolo por el área instantánea de paso de la válvula, se puede obtener la denominada área efectiva de paso, A_t , la cual da una idea de la apertura efectiva de la válvula. Se comprueba, pues, que cuanto mayor es la apertura, menor es su efectividad, obteniendo un ‘perfil’ del área de paso con su cénit más redondeado. El siguiente gráfico corresponde al caso de perfil agresivo descrito en el apartado de válvulas, y tiene un área efectiva máxima en torno al 56% del área de cortina máxima:

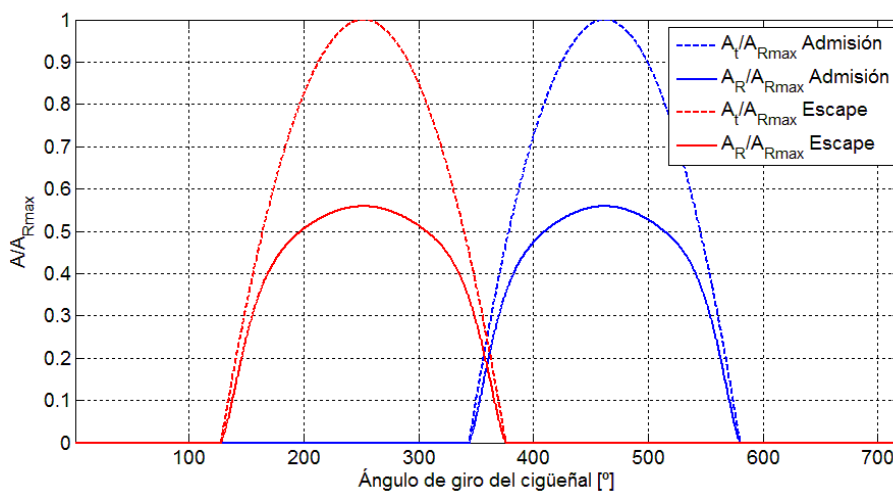


Fig. 2.25: Área efectiva y área de cortina, perfil ‘agresivo’

7.- Pérdidas Térmicas

Se habla de pérdidas térmicas por refrigeración al flujo de calor que fluye desde el fluido de trabajo contenido en el cilindro hacia fuera del mismo (sin que haya asociado a este un flujo de masa) mediante los fenómenos de transmisión de calor, como son la conducción, la convección y la radiación, los cuales actúan simultáneamente gracias a los gradientes de temperatura existentes entre el gas y el entorno circundante, es decir, el bloque motor; y entre este y el fluido refrigerante.

El proceso de transmisión de calor en los MCIA es altamente transitorio ya que, a lo largo del corto tiempo que dura un ciclo, la intensidad de flujo térmico transmitido

a las paredes del volumen de control varía desde magnitudes del orden de 10^6 W/m^2 en el proceso de combustión a ser prácticamente nulas durante la renovación de la carga [2.21]. Sin embargo, se verá que se puede simplificar el modelo en gran medida y esa gran variabilidad es posible modelarla usando métodos de procesos estacionarios.

La magnitud de calor que se pierde a través de las paredes influye en la cantidad de trabajo que se puede extraer del fluido, ya que la temperatura y la presión en el cilindro será ligeramente menor cuanto mayor sea el calor cedido a las paredes, obteniendo con esa presión más baja algo menos de trabajo indicado [2.22]. No obstante, la influencia que tiene la magnitud del flujo de calor en el rendimiento indicado es muy pequeña, manteniéndose prácticamente constante frente a la magnitud de las pérdidas térmicas. Donde sí tiene bastante influencia es en la entalpía de los gases de escape, ya que, al ser el trabajo indicado prácticamente independiente del calor perdido, toda la energía térmica que no ha sido expulsada a través de las paredes, será expulsada como entalpía asociada a los gases de escape.

7.1.- Modelado

Al ser este un modelo cero dimensional, no se disponen de suficientes datos como para estudiar de manera pormenorizada los fenómenos fluido-térmicos que rigen la transmisión de calor en el sistema, por lo que se opta por usar un modelo simple basado en la ley de enfriamiento de Newton, ya que requiere bastantes pocos datos para ser implementado:

$$\dot{Q}(t) = A(t) \cdot h_c(T(t)) \cdot (T_p - T(t))$$

Para poder aplicar el modelo de enfriamiento de Newton se asumirá que el coeficiente de convección es constante a lo largo de toda la superficie del volumen de control. Además, el modelo de Newton implica que la transmisión de calor ha de ser cuasiestacionaria, ya que el flujo de calor instantáneo es proporcional a la diferencia de temperatura entre el gas y sus alrededores en ese mismo instante [2.23]. De esta manera, el modelo del calor que se perderá a través de las paredes que rodean el interior del émbolo estará regido por:

- ✓ El área de contacto del gas con las paredes (la cual fue obtenida mediante cálculos geométricos y de cinemática).
- ✓ La temperatura media del sistema termodinámico, $T(t)$, calculada en cada instante o paso temporal con los datos del instante anterior.
- ✓ Una temperatura correspondiente a la pared del cilindro, la cual se asumirá constante y del orden de la temperatura del aceite que lubrica el cilindro cuando los motores se encuentran ya a la temperatura normal de funcionamiento:

$$T_p \approx 180^\circ\text{C}$$

- ✓ Un coeficiente de convección global, (en el cual también está implícito el calor de radiación).

Para el cálculo del coeficiente de convección global, se empleará una correlación para el número adimensional de Nusselt en función del número de Reynolds. Concretamente se usará la correlación que Woschni desarrolló [2.24]:

$$Nu = 0.035 Re^{0.8} \Rightarrow \left(\frac{h_c D}{k(T)} \right) = 0.035 \left(\frac{\rho w D}{\mu(T)} \right)^{0.8}$$

Para la determinación de ambos números adimensionales, se asume el diámetro del cilindro como longitud característica, y w como velocidad característica de los gases en el interior del cilindro. Se asume, también, correlaciones simples de la viscosidad y de la conductividad térmica en función de la temperatura:

$$k \propto T^{0.75} \quad \mu \propto T^{0.62}$$

Aplicando la ecuación de los gases ideales para el cálculo de la densidad, sustituyendo las correlaciones anteriores de las propiedades del fluido y despejando el coeficiente convectivo, se llega a la siguiente correlación, que se usará para el coeficiente de convección global:

$$h_c \left[\frac{W}{m^2 K} \right] = 3.26 (D[m])^{-0.2} (P[kPa])^{0.8} (T[K])^{-0.55} \left(w \left[\frac{m}{s} \right] \right)^{0.8}$$

En esta correlación, w representa la velocidad media de los gases en el interior del cilindro. Woschni postula que este factor ha de ser del orden de la velocidad media del pistón [2.25], que se define como:

$$\bar{S}_p \left[\frac{m}{s} \right] = 2 \cdot L[m] \cdot \omega \left[\frac{rev}{s} \right] = \frac{2 \cdot L[m] \cdot n[rpm]}{60}$$

Donde L es la longitud de la carrera del pistón, en metros, y n es la velocidad del cigüeñal, en revoluciones por minuto.

Según la teoría de Woschni, durante los procesos de admisión, escape y compresión, w será directamente proporcional y mayor a la velocidad media del pistón. Durante la combustión y la expansión, aparte de esa proporción de mayoración de la velocidad media, le añadió, además, un sumando que representa el aumento de velocidad del fluido debido al cambio de densidad por la combustión, el cual es del orden de magnitud de la velocidad media del pistón, modelándolo mediante la diferencia entre la presión instantánea del cilindro y la presión que tendría en maniobra de arrastre, es decir, sin proceso de combustión en el ciclo.

Con el fin de simplificar en gran medida el cálculo de la velocidad media de los gases en el cilindro y poder usar en su obtención únicamente el valor de la velocidad media del pistón (así se evita, por ejemplo, el cálculo de un ciclo completo extra sin el proceso de combustión en cada caso), se hace necesario aumentar el valor de la

velocidad media del pistón mediante un factor. Dicho factor se asumirá constante a lo largo de todo el ciclo, obviando las diferencias que pudiera haber en la velocidad del fluido entre las distintas etapas del ciclo termodinámico. Para valorar dicho factor, se hizo una media ponderada de los factores que aparecen en la referencia [2.26], asumiendo también que la velocidad extra que el efecto de la combustión imprime a los gases es del orden de cinco veces mayor que la velocidad media del pistón (corresponde con la relación de densidades entre inicio y fin de combustión). Conviene aclarar que es preferible ajustar el orden de magnitud del coeficiente convectivo en el proceso de combustión aunque se esté sobreestimando en el resto de los procesos, ya que es ahí donde se produce la gran mayoría de la transmisión de calor. Bajo estas hipótesis, la velocidad media de los gases del pistón, en término medio para todo el ciclo, se asume que es:

$$w \cong 5,7 \cdot \bar{S}_p$$

Con las simplificaciones expuestas anteriormente, el coeficiente de convección global que se usará en este modelo queda de esta manera:

$$h_c \left[\frac{W}{m^2 K} \right] = 4 \cdot 3,26 \cdot (D[m])^{-0,2} \cdot (P[kPa])^{0,8} \cdot (T[K])^{-0,55} \cdot \left(\bar{S}_p \left[\frac{m}{s} \right] \right)^{0,8}$$

8.- Diagrama de Flujo

Se ha descrito, hasta el momento en este capítulo, todos los subsistemas que modelan los diferentes aspectos y fenómenos que ocurren dentro de un MCIA a lo largo de un ciclo termodinámico. Todos estos subsistemas poseen variables de ‘entrada’ y de ‘salida’. Las variables de salida son aquellas que el subsistema ha de calcular, y las variables de entrada son aquellas que el subsistema necesita para el cálculo de sus variables de salida, las cuales obtendrá de las variables de salida de otros subsistemas. Con el fin de ilustrar esta parca explicación, se muestra a continuación un diagrama de flujo que da una visión global de esta interrelación mencionada:

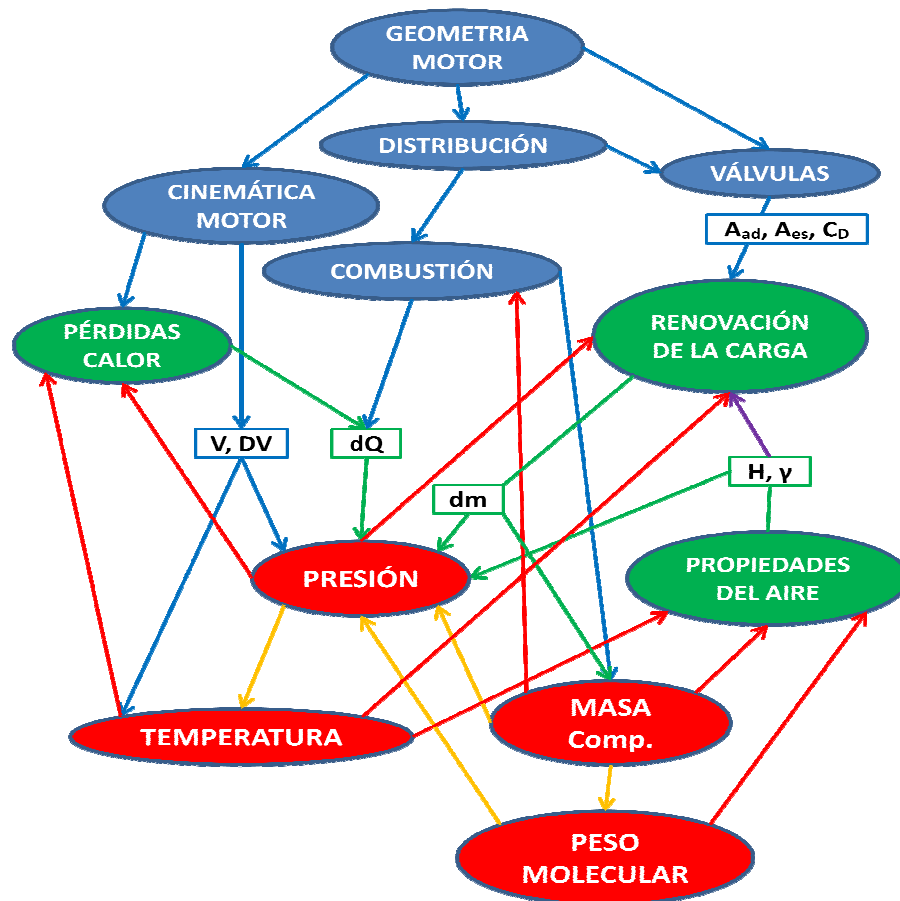


Fig. 2.26: Diagrama de flujo del algoritmo

Este diagrama representa el flujo de información entre los distintos subsistemas en un paso de integración, es decir, cuando el algoritmo calcula las variables en un instante en función de las variables del paso anterior.

Los subsistemas en azul, situados en la parte superior, son aquellos de los cuales se conocen de antemano las variables a lo largo de todo el ciclo termodinámico, y tienen que ver con los aspectos geométricos y de sincronización temporal del funcionamiento del motor. Los subsistemas en rojo, situados en la parte inferior, son los más importantes, pues representan las propiedades del fluido dentro del motor. En realidad, todos juntos representan un solo subsistema, pero se han separado para remarcar los flujos de información de cada uno, representados con flechas. Los subsistemas en verde, situados en la parte central, representan los distintos fenómenos físicos modelados en el sistema, además de las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo. A diferencia de los subsistemas en azul, estos han de calcularse a cada paso, ya que necesitan información de las propiedades del aire en ese instante.

La información que ‘sale’ de los subsistemas en rojo sirve para el cálculo de los fenómenos modelados en un instante de tiempo, pero la que ‘llega’ a ellos se utiliza para el cálculo de las propiedades del aire en el instante siguiente, información que será utilizada en el siguiente paso de integración, donde se repetirá este mismo proceso. Los

datos que aparecen en recuadros son, junto con las propiedades del aire, los más relevantes para la modelización de la presión y del proceso de renovación de la carga, considerados estos dos subgrupos como los más importantes del algoritmo, ya que en ellos recae la fortaleza del mismo.

9.- Criterio de Convergencia

Una vez realizado todo el modelo que rige la evolución de las variables termodinámicas del fluido en el interior del cilindro, se trata ahora de ejecutarlo para todo un ciclo termodinámico, y así obtener las prestaciones del motor que se esté simulando. Como se comentó en el apartado de discretización, para obtener las prestaciones del motor que se modele, se asumirá su funcionamiento en régimen estacionario. Esto implica, en este algoritmo, que dos ciclos termodinámicos consecutivos han de ser necesariamente iguales, por lo que el estado del fluido de trabajo (masa, presión, temperatura y composición) ha de ser el mismo al inicio del ciclo termodinámico y al final del mismo, ya que sería el inicio del siguiente ciclo termodinámico.

Por lo explicado en el párrafo anterior, el algoritmo del ciclo completo se ejecutará repetidas veces hasta que, al inicio y al final del ciclo termodinámico, el estado del fluido de trabajo sea el mismo. Como punto de inicio para el cálculo de los ciclos termodinámicos completos se ha elegido el inicio de la compresión, más concretamente, siempre se empieza 10 grados de giro del cigüeñal mas tarde del ángulo de cierre de la admisión. Para iniciar el cálculo de un ciclo termodinámico se necesitan los datos del estado del aire para ese punto inicial. Estos datos se obtienen del estado del aire en el punto final del ciclo calculado anteriormente, ya que ambos puntos, final e inicial, coinciden en el ángulo de giro del cigüeñal. Para el caso del primer ciclo termodinámico que se calcula, se tendrá que suponer el estado del aire, a falta de datos que se puedan usar. Esta es la razón de haber elegido el inicio del ciclo al inicio de la compresión, ya que al proveer al sistema de unos datos, a priori inventados, el error cometido será menor que en cualquier otro punto del ciclo cerrado del motor, por lo que la convergencia hacia ciclos consecutivos idénticos será más rápida. Para el estado del fluido de trabajo necesario para el inicio del primer ciclo, se supondrá este como aire fresco carburado, sin nada de gases quemados, y los datos de masa, temperatura y presión se supondrán teniendo en cuenta su relación, entre sí y con el volumen, a través de la ecuación de los gases ideales.

Para detectar la convergencia comentada, se necesita comparar el estado del fluido de trabajo al inicio y al final de un ciclo, y se detendrá el algoritmo cuando la diferencia relativa de ciertas variables sea menor de una tolerancia impuesta,

típicamente del orden de 10^{-6} . Respecto a las variables a comparar, de las cuatro disponibles, dos de ellas (la presión y la temperatura) son variables intensivas, y las otras dos (la masa y la composición) extensivas, aunque todas ellas están relacionadas entre sí. Bajo el criterio de estacionariedad comentado anteriormente, se considera más apropiado comparar las variables extensivas, así se asegura la misma cantidad de aire, y por tanto el mismo trabajo ejercido por el fluido de trabajo. Para el caso de la composición, se comparará a través de la masa de gases quemados. Conjugando las dos variables y expresándolo matemáticamente y con índices de integración, el criterio de convergencia del algoritmo será:

$$\max \left(\frac{|m(i_{\max} + 1) - m(1)|}{m(1)}; \frac{|m_{\text{burn}}(i_{\max} + 1) - m_{\text{burn}}(1)|}{m_{\text{burn}}(1)} \right) < 10^{-6}$$

10.- Variabilidad del Modelo

Como se ha visto a lo largo de este capítulo, se necesita una gran cantidad de datos externos para poder implementar un algoritmo de estas características. La mayoría de los datos vienen impuestos por la necesidad de la mayor concordancia posible con la realidad que se quiere modelar. Este es el caso, por ejemplo, de las propiedades termodinámicas y de los datos necesarios en las correlaciones semiempíricas utilizadas en algunos modelos.

Aparte de estos datos, hay muchos otros susceptibles de ser modificados. El núcleo central donde se admite mayor variabilidad es la geometría y sincronismo del motor. Así, mediante la variación de estos datos, se puede implementar el algoritmo para distintos tamaños de motores, distintas configuraciones de válvulas y distintos diagramas de distribución. También es evidente la posibilidad de variar las condiciones termodinámicas en los alrededores, es decir, la temperatura de las paredes del cilindro (relacionada con las pérdidas térmicas), la temperatura de los gases en la admisión y la presión de los gases en el escape y en la admisión (relacionadas estas tres últimas con la renovación de la carga).

El principal objetivo de este estudio es la comparación de actuaciones de motores equivalentes para distintas estrategias en la carga parcial, la cual, en motores de encendido provocado se obtiene mediante la variación en las condiciones del proceso de renovación de la carga. Es por ello que para los diferentes ensayos a realizar se variará únicamente los ángulos del diagrama de distribución (dejando fijos aquellos relacionados con la combustión) y las condiciones termodinámicas en los sistemas de admisión y escape, manteniendo el tamaño del motor y de las válvulas siempre fijos.

Capítulo III

Actuaciones del Motor con Control de Carga mediante Mariposa

En este capítulo se describirán las prestaciones que el algoritmo arroja sobre las actuaciones del motor base del proyecto, a saber: motor de encendido provocado, con aspiración atmosférica y con control de carga mediante una válvula de mariposa estranguladora del caudal de admisión. Antes de mostrar las prestaciones del motor, tanto a plena carga, como a carga parcial, se definirán los parámetros geométricos y de actuación, necesarios en el algoritmo, que definen el motor base de estudio, además de explicar cómo se calcularán las prestaciones del motor.

Se analizará, también, la evolución de las propiedades del fluido de trabajo dentro del cilindro a lo largo de un ciclo termodinámico completo, así como el ciclo de renovación de la carga y la influencia que tienen, tanto el régimen de giro como el nivel de carga del motor, en el flujo a través de las válvulas. Finalmente, se mostrará un método de mejora de las prestaciones a plena carga para este motor mediante la optimización del RCA para esta condición.

1.- Descripción del Motor Base para las Simulaciones

En este apartado se describirá los parámetros, tanto geométricos como de actuación, que definen el motor base del proyecto, a partir del cual se diseñarán todas las demás estrategias de control de carga, y con el que se compararán en el siguiente capítulo. Los parámetros geométricos, que definen el tamaño y la geometría del motor, aunque se describan aquí, serán extrapolables también a los motores de las simulaciones posteriores. Se describirá también la presión de escape, así como la presión de admisión, la cual regula el estado de carga en el motor base de este capítulo.

1.1.- Parámetros Geométricos

El motor base para esta simulación consta de un único cilindro, y en base a esto se obtendrán todas los parámetros. Para determinar las propiedades geométricas del motor, se elegirán los datos dentro de los rangos típicos para motores de cuatro tiempos de encendido provocado para automóviles [3.1]:

- ✓ Relación entre diámetro y carrera: $0,9 \leq \frac{L}{D} \leq 1,1$
- ✓ Relación entre la longitud de la biela y la carrera: $2,5 \leq \lambda \leq 5$
- ✓ Relación de compresión geométrica: $8 \leq r \leq 11$

Respecto al tamaño del motor, se eligen como base motores de 4 cilindros de unos dos litros de cilindrada total, ya que, en el caso de motores de aspiración natural, son bastante comunes en el mercado actual. Se buscan, pues, las dimensiones que cumplan las condiciones arriba comentadas para una cilindrada unitaria en torno a 500 cm³. Bajo estas premisas, las características geométricas del motor monocilíndrico para la simulación y posterior estudio serán:

L	D	q	L/D	r	λ
9 cm	8,5 cm	510 cm ³	1,06	10	2,5

Fig. 3.1: Propiedades geométricas del motor objeto de estudio

En relación a las válvulas, se usará el sistema de dos válvulas, una para la admisión y otra para el escape, con el perfil de levantamiento ‘agresivo’, detallado en el apartado 2.4 del capítulo II. El tamaño de las mismas, definido mediante el diámetro y la alzada máxima, vienen determinados por el valor del diámetro del pistón, según las relaciones presentadas en el capítulo anterior.

En cuanto a la distribución de las válvulas, se usará la misma en todas las simulaciones. En los casos de ‘distribución variable’, el único ángulo que se variará es el de retraso al cierre de la admisión (RCA), para el cual se explicarán los criterios utilizados en cada caso. El resto de ángulos se mantienen invariantes a lo largo de todo

el estudio. Se muestra a continuación los ángulos de la distribución en el caso de control de carga por mariposa. Se sobreentiende que, salvo el RCA, el resto de ángulos son extensibles también a los casos de distribución variable:

AAE	RCE	AAA	RCA
40°	16°	16°	35°

Fig. 3.2: Ángulos de distribución del motor objeto de estudio

Como se puede observar, en todos los casos a simular, el motor tendrá siempre el mismo levantamiento máximo en las válvulas. En los estudios de casos de distribución variable, para la obtención de la carga parcial, se cuenta únicamente con el retraso o adelanto del RCA, que aumentará o disminuirá la amplitud de la apertura de la válvula de admisión, pero no su altura máxima. Como se vio en el capítulo anterior, aunque solo se varíe el RCA, se está variando también el levantamiento efectivo.

1.2.- Parámetros de Actuación

Los parámetros necesarios para definir el estado de trabajo del motor son el régimen de giro y el grado de carga, definido este último como el par motor relativo frente al máximo que se puede obtener.

Para el régimen de giro, se escogerá un amplio rango, donde el mínimo valor corresponde con la velocidad a ralentí habitual de los motores de automoción, 1000rpm, y el máximo se situará en 8000rpm. Con esta velocidad del motor tan alta, se tendrá la oportunidad de observar el punto de potencia máxima, que es el que habitualmente determina el rango máximo de trabajo en los motores. El rango del régimen de giro será entonces:

$$n \in [1000 ; 8000] \text{ rpm}$$

El grado de carga, en este caso, se controla con una válvula de mariposa, la cual, en función de su grado de apertura, regula la presión en el colector de admisión. En el caso plena carga, donde la mariposa está completamente abierta, y de motores de aspiración atmosférica, tanto la presión de admisión como la presión de escape son del orden de la presión atmosférica. Concretamente, la presión de admisión es ligeramente inferior y la de escape ligeramente superior. La diferencia de cada una de ellas respecto a la atmosférica se debe a la pérdida de carga a través de los conductos de admisión y de escape, por lo que la presión de admisión será ligeramente inferior a la atmosférica, y la de escape ligeramente superior. En la pérdida de carga habría que contabilizar, además de la inherente por el flujo a través de conductos, las relativas a los elementos extra instalados, como filtro del aire e 'intercooler' en el conducto de admisión, y catalizador y silenciador en el conducto de escape [3.2]. Evaluados estos elementos a groso modo, y

suponiendo que la pérdida de carga en los colectores es similar en el escape y en la admisión (lo cual no es cierto del todo, ya que depende de las longitudes y de la geometría de los conductos, que en principio son del mismo orden de magnitud y, sobre todo, de la densidad del fluido, la cual es mayor en la admisión que en el escape), se estima que la caída de presión en el conducto de escape es mayor a la caída de presión en el conducto de admisión. Cuantificando estas caídas de presión con números redondos, los valores asumidos para las presiones de admisión y escape son:

$$P_{esc,at} = 1,1 \text{ atm} = 1,1 \cdot 101325 \text{ Pa}$$

$$P_{adm,at} = 0,95 \text{ atm} = 0,95 \cdot 101325 \text{ Pa}$$

En cuanto a la temperatura en las proximidades de la válvula de admisión, esta ya se definió en el segundo capítulo, asumiendo el calentamiento del aire a lo largo del conducto de admisión desde la temperatura ambiente y aplicando un sencillo modelo a la influencia que el régimen de giro del motor tiene en dicho calentamiento. En principio, la temperatura de admisión también dependerá del estado de carga del motor ya que, según disminuye ésta, también disminuye la densidad del aire en el colector de admisión, haciendo que este alcance temperaturas mayores. Además, la propia apertura de la mariposa, aunque poco, también influye en dicha temperatura, ya que a medida que se cierra, aumenta la pérdida de carga en ella y la turbulencia en el fluido, aumentando así la energía cinética disipada en forma de energía térmica. No obstante, al no haber modelado el balance de energía del fluido en los colectores y para limitar el número de variables de que depende el estado de carga, la temperatura de admisión se mantendrá constante con este.

En el motor que se describe en este capítulo, la carga parcial se regula mediante el grado de apertura de la válvula de mariposa, lo que, en última instancia, hace variar la presión en las proximidades de la válvula de admisión. Ya que es esta la presión que maneja el algoritmo para su funcionamiento, este será el dato que se usará para la simulación de la carga parcial. Para ello se construirá un vector de presiones de admisión, en el cual el rango de dichas presiones variará desde las correspondientes a la plena carga hasta presiones de admisión relativamente bajas, correspondientes a una posición casi cerrada de la mariposa. Con carácter preliminar, y considerándolo suficiente para todo el rango de la carga parcial, se elegirá como presión mínima de admisión la quinta parte de la presión a la entrada del colector de admisión. En el caso de la presión de escape, esta se mantiene constante a lo largo de todo el rango de presiones de admisión, ya que el control de la carga parcial no hace variar las condiciones en el colector de escape, puesto que solo se incide en el colector de admisión. Con todo esto, el rango de presión de admisión a utilizar en el modelado de la carga parcial es:

$$P_{adm,at} \in [0,2 ; 0,95] \text{ atm}$$

2.- Descripción Cualitativa del Ciclo Termodinámico

En este apartado se mostrarán mediante gráficos la evolución de las principales variables y propiedades dentro del cilindro a lo largo de un ciclo termodinámico completo, describiendo brevemente los fenómenos y acciones más relevantes, y tratando de explicar las causas que originan estos fenómenos.

2.1.- Diagramas P-V

Para el inicio de la descripción de los procesos que sufre el fluido de trabajo dentro del cilindro a lo largo de un ciclo termodinámico completo, se presenta a continuación el diagrama P-V del ciclo termodinámico para un caso a plena carga y a un régimen de 3000 rpm:

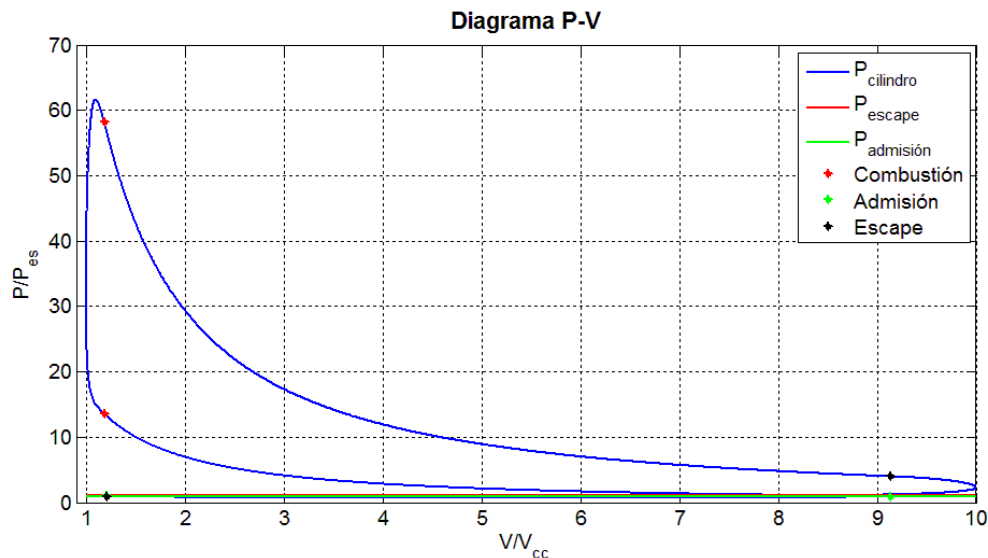


Fig. 3.3: Diagrama P-V del ciclo termodinámico del motor

Como se puede apreciar, el diagrama es muy similar al del ciclo ideal de aire estándar teórico para un motor alternativo de encendido provocado, el ciclo de Otto [3.3], el cual está formado por una compresión y una expansión adiabáticas y reversibles, una combustión a volumen constante y una cesión de calor también a volumen constante para salvar la diferencia de presión entre el inicio de la compresión y el final de la expansión, y que sustituiría al proceso real de renovación de la carga.

En este contexto, las posibles diferencias con el ciclo ideal o teórico de Otto, a parte de esa ficticia cesión de calor en la renovación de la carga, se encontrarían en la expansión y la compresión, ya que en este modelo sí se contempla la pérdida o ganancia de calor a través de las paredes del cilindro. Sin embargo, aunque dichos procesos no

sean adiabáticos en este modelo, si se puede apreciar que siguen un proceso que se asemeja a los politrópicos, con unos exponentes ligeramente diferentes a γ .

Otra diferencia apreciable con el ciclo teórico se encuentra en el proceso de combustión, ya que la combustión a volumen constante del ciclo ideal correspondería a una combustión instantánea cuando el pistón se encontrara en el PMS. En este contexto, cuanto menos dure el proceso de combustión, más se acercará el ciclo real al ideal, pero existe un límite inferior a esa duración, determinado por las cinéticas de reacción en la combustión. Habiendo escogido en este caso una duración de la combustión de 30° , el ciclo real se asemeja bastante al ideal, y la duración de esta se encuentra en el límite inferior de los valores típicos para motores de este tipo, como ya se describió en el apartado 5.4 del capítulo II, en el cual se dice, tal y como comenta *Heywood* en [3.4], que la duración típica en motores de encendido provocado se encuentra entre 30° y 90° de giro del cigüeñal.

En el ciclo indicado, aunque no se puede apreciar en el gráfico mostrado, también aparece un bucle de baja presión, también llamado bucle de bombeo, perteneciente al ciclo de renovación de la carga. Este bucle de baja presión corresponde al trabajo que tiene que realizar el cilindro en contra del fluido para forzar el trasiego del fluido de trabajo, comúnmente llamado trabajo de bombeo, por lo que sería trabajo disponible perdido. Para poner de relieve este bucle de bombeo, se recurren a diagramas logarítmicos de P-V, como se puede observar en el siguiente gráfico, en que se representan el logaritmo de la presión frente al logaritmo del volumen:

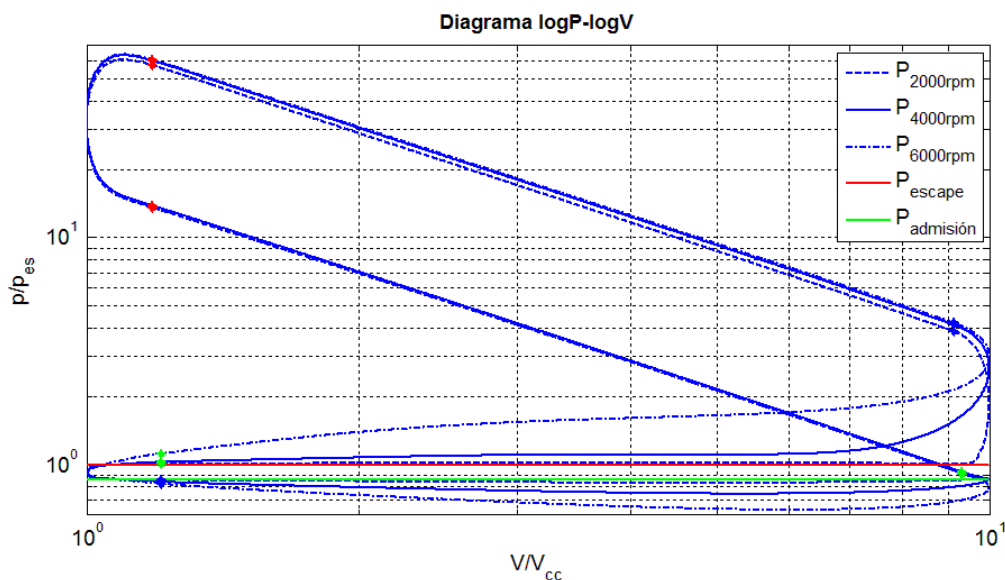


Fig. 3.4: Diagrama P-V logarítmico del ciclo termodinámico para tres regímenes de giro

Como se puede observar, desde el RCA al AAE, la curva está formada por dos rectas, que se corresponden a la compresión y a la expansión, y por una curva parecida a un semicírculo, que corresponde con la combustión. Dicha curva es prácticamente igual en los tres casos, variando únicamente la altura de las rectas, aunque ligeramente. La

principal diferencia entre los tres regímenes de giro se encuentra en el proceso de renovación de la carga, desde el AAE hasta el RCA. Se puede comprobar, cómo, a 2000rpm, la presión dentro del cilindro es prácticamente igual a la del colector de escape durante el proceso de escape, al igual que ocurre con el proceso de admisión con la presión en el colector de admisión. Sin embargo, a medida que aumenta el régimen de giro del motor, la presión se hace más alta durante el proceso de admisión y más baja durante el de escape, aumentando, con ello, el trabajo de bombeo. Además, ese aumento en la presión de escape también hace que disminuya ligeramente el área del bucle de trabajo.

Sin embargo, en el control de carga mediante mariposa, en donde se varía la presión de admisión, al disminuir esta para obtener menores grados de carga, aparte de disminuir el área del bucle de trabajo, con la consiguiente disminución del trabajo indicado, aumenta considerablemente el trabajo de bombeo, siendo, así, aún menor el trabajo indicado, como se puede comprobar en el siguiente gráfico:

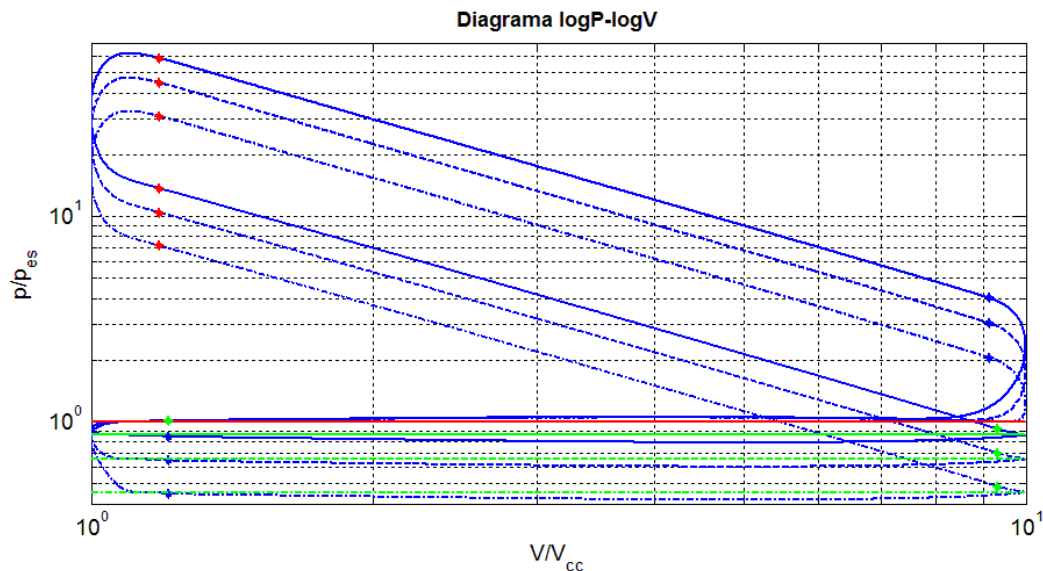


Fig. 3.5: Diagrama P-V logarítmico del ciclo termodinámico para tres presiones de admisión

Esa disminución del trabajo indicado que origina el bucle de bombeo, produce un aumento en el consumo específico del motor. Básicamente, al utilizar otras alternativas para la estrategia de control de carga basadas en el proceso de renovación de la carga, como las que se van a estudiar en el siguiente capítulo, lo que se busca es una reducción en el trabajo de bombeo a bajos grados de carga, para, así, obtener una mejora en el consumo específico en esas condiciones.

2.2.- Evolución del Fluido de Trabajo en el Cilindro

A continuación se muestra un gráfico que representa la masa total de fluido de trabajo (mezcla de aire fresco carburado y gases quemados) y la masa de gases quemados en el interior del cilindro a lo largo de dos vueltas de cigüeñal, que es el tiempo en el que se completa un ciclo termodinámico, para dos regímenes de giro del motor:

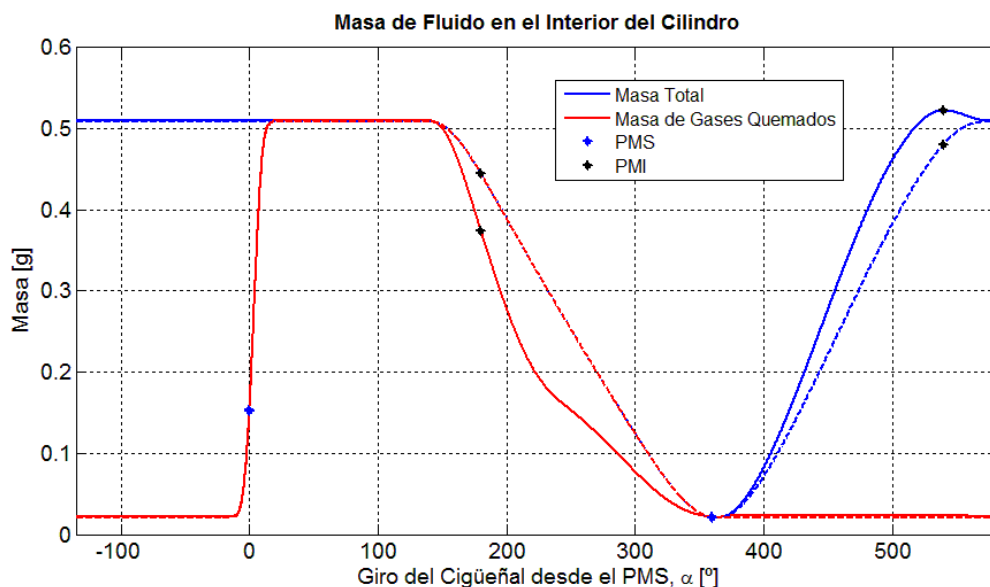


Fig. 3.6: Evolución de la masa del fluido de trabajo en el interior del cilindro

Primero, conviene comentar que las gráficas corresponden a condiciones de plena carga. De las dos curvas que podemos observar, la de línea continua corresponde a un régimen de 3000rpm, y la de línea discontinua a una velocidad del motor de 7000rpm. El valor del ángulo α es referido al PMS correspondiente al proceso de combustión.

En primera instancia, se puede observar como la masa total dentro del cilindro permanece constante desde el RCA, después del segundo PMI, hasta el AAE, antes del primer PMI, siendo este intervalo el correspondiente al ciclo cerrado o de potencia. Se puede observar también, como, desde el AAE, la masa total dentro del cilindro disminuye desde la masa en el ciclo cerrado hasta un mínimo situado en torno al segundo PMI gracias a la carrera de escape. Se puede apreciar cómo, para 3000rpm, la disminución de masa en el proceso de escape es bastante más acusada en su primera mitad, ya que durante ese tiempo se ha conseguido expulsar el 76,3% del fluido total que será expulsado en todo el proceso de escape. Sin embargo, a 7000rpm, la disminución de masa es prácticamente constante desde poco después del AAE hasta poco antes del PMS.

A partir del segundo PMS, la masa vuelve a aumentar, hasta la masa máxima admitida, obtenida cerca del segundo PMI a 300rpm, y cerca del RCA a 7000rpm. Se

observa en la curva de 3000rpm que, a partir del PMI, la masa disminuye ligeramente hasta llegar a la contenida en el cilindro durante el ciclo cerrado. Esto es originado por la disminución del volumen dentro del cilindro entre el segundo PMI y el RCA, haciendo que parte de los gases en el interior del cilindro vuelvan a salir hacia el colector de admisión. Sin embargo, a 7000rpm, esto no ocurre, ya que, pasado el PMI todavía hay masa entrando en el cilindro. Esto ocurre por la gran velocidad del motor, a la cual es incapaz de adaptarse el gas que atraviesa las válvulas.

Atendiendo ahora a la masa de gases quemados en el interior del cilindro, se puede apreciar en el gráfico como, a partir del cierre del escape y durante el proceso de admisión, la masa de gases quemados permanece constante, disminuyendo ligeramente entre el segundo PMI y el RCA en el caso de 3000rpm, debido a la pequeña proporción de gases quemados del fluido que se escapa hacia el colector de admisión junto con el aire fresco carburado. A partir de ese punto, la masa de gases quemados permanece constante de nuevo hasta el inicio de la combustión.

A partir de ese punto, la masa de gases quemados aumenta rápidamente, hasta que toda la masa contenida en el cilindro está formada por gases quemados, productos del proceso de combustión. Se puede apreciar como la forma en la que aumenta la masa de gases quemados durante el proceso de combustión corresponde a la de la ley de Wiebe comentada en el capítulo anterior. Desde este punto y hasta la apertura del escape, la masa de gases quemados se mantiene constante e igual a la masa total del cilindro.

Una vez abierta la válvula de escape y hasta la apertura de la válvula de admisión, la masa de fluido de trabajo que sale hacia el colector de escape está formada únicamente por gases quemados. Durante el cruce de válvulas, la masa de gases quemados en el cilindro aumenta ligeramente, ya que hay cierta masa del escape que vuelve a introducirse en el cilindro.

A partir del cierre del escape la única mezcla que entra en el cilindro es de aire fresco carburado. Conviene comentar, en este caso, que el valor de la proporción de residuales, que es la proporción en masa de los gases quemados en el cilindro al cerrar la válvula de admisión, se encuentra ligeramente subestimado en este algoritmo, ya que, en teoría, los gases quemados que salen hacia el colector de admisión, serán reintroducidos al cilindro en ese mismo ciclo, o en subsiguientes, y en este modelo se ha estipulado que desde el colector de admisión al cilindro únicamente se introducen gases frescos carburados, desestimando esa pequeña proporción de gases quemados que escapen al conducto de la admisión.

3.- Análisis del Flujo a través de las Válvulas

En este apartado se mostrarán los flujos de masa a través de ambas válvulas, de los cuales se puede extraer información interesante sobre el proceso de renovación de la carga. Así mismo, se aporta información adicional en estos gráficos, como la posición de los puntos muertos inferiores y el final del bloqueo sónico en el flujo a través de la válvula de escape. No se muestra, sin embargo, el bloqueo sónico en la admisión, ya que a lo largo de todo el proceso de admisión la relación entre la presión en el colector de admisión y la presión en el cilindro no llega nunca a igualar a la relación crítica de bloqueo sónico en los regímenes del motor presentados en las gráficas.

En todos los gráficos que se van a presentar, el valor cero para el ángulo de giro del cigüeñal corresponde al PMS del ciclo de renovación de la carga, situado en este caso en la mitad del cruce de válvulas. Los valores positivos del flujo corresponden al flujo hacia fuera del cilindro en el caso del escape y hacia dentro de este en el caso de la admisión.

Mediante comparación de flujos a través de las válvulas en función de ciertas variables, se describirá la influencia de dichas variables en el proceso de renovación de la carga. Las variables que se tendrán en cuenta son, en primer lugar, el régimen de giro del motor, y en segundo lugar, el grado de carga del motor, definido en este caso mediante la presión de admisión. Además, se intentará explicar brevemente la influencia que la renovación de la carga pueda tener en ciertas variables, como el trabajo obtenido o la tasa de residuales.

3.1.- Dependencia con el Régimen de Giro del Motor

A continuación se mostrará un gráfico del flujo a través de las válvulas para tres regímenes distintos del motor, y se describirá brevemente las características principales de estos, además de tratar de explicar la influencia que el régimen de giro tiene en el flujo a través de las válvulas.

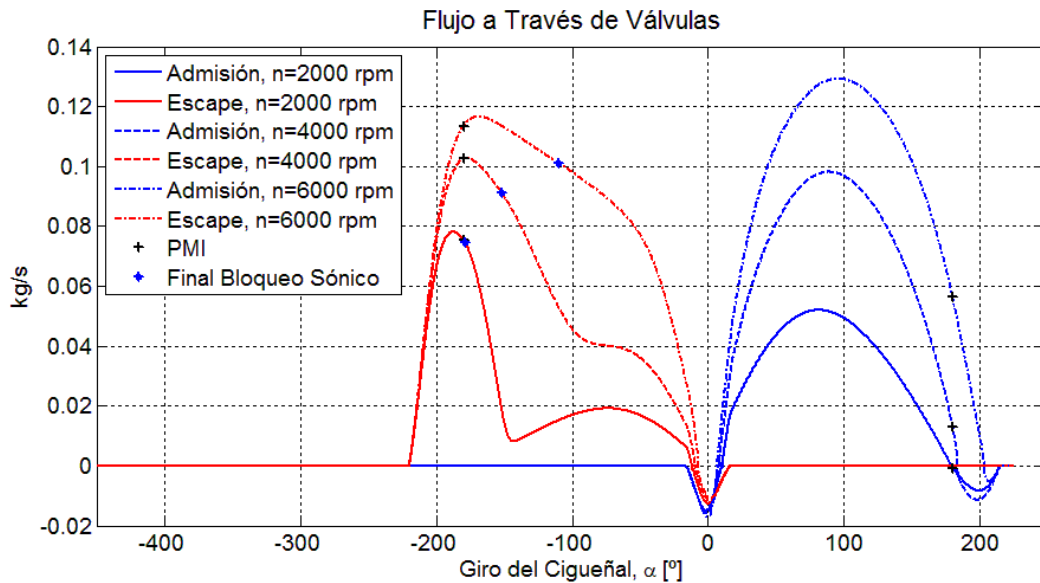


Fig. 3.7: Gráfico del flujo a través de las válvulas a distintos regímenes del motor (kg/s)

Lo primero destacable al observar el gráfico es que, a mayor régimen del motor, el flujo que atraviesa ambas válvulas aumenta, retrasándose a su vez el final de la condición de bloqueo sónico en la válvula de escape. Se aprecia, también, que al inicio del escape el aumento del flujo desde cero en el AAE coincide en los tres casos, ya que, al estar el flujo bloqueado, la magnitud de este depende únicamente del levantamiento de la válvula, por lo que ese aumento del flujo al inicio del escape, tiene la misma forma que el inicio en el perfil del levantamiento de la válvula de escape.

También se puede apreciar la existencia de flujo inverso, tanto en el escape como en la admisión, durante el cruce de válvulas, ya que la presión en el cilindro, durante este tiempo, evoluciona desde presiones mayores de la presión de escape (por eso el flujo del escape en el AAA es positivo) hasta presiones menores de la presión de admisión (flujo positivo en la válvula de admisión en el RCE). El caso intermedio, en el que la presión en el cilindro es, a la vez, inferior a la del escape y superior a la de admisión, que se produce en todas las configuraciones a ensayar, ya que se puso esa condición en el diseño del modelo, es la condición necesaria para que exista flujo inverso en ambas válvulas. Cabe destacar que también existe flujo inverso al final de la admisión, desde más o menos el PMI hasta el RCA, debido al arrastre del cilindro, que fuerza a una porción de la masa en el interior del cilindro a salir de nuevo por la válvula de admisión, aunque flujo inverso va perdiendo influencia a medida que aumenta el régimen de giro del motor, incluso llegando a desaparecer a partir de cierta velocidad del motor.

Sin embargo, hay que decir que, a efectos del llenado y el vaciado del cilindro, no resulta muy útil comparar estos tres gráficos, ya que al ser estos para distintos regímenes del motor, la magnitud utilizada, kg/s, hace que la escala angular no se corresponda con la misma escala temporal de cada uno de ellos. Es por ello que, transformando dicha magnitud a una en base angular, como g° , se anula esta

discordancia y, como se verá a continuación, se aportan bastantes más datos sobre los procesos y fenómenos que rigen el flujo a través de las válvulas durante el proceso de renovación de la carga:

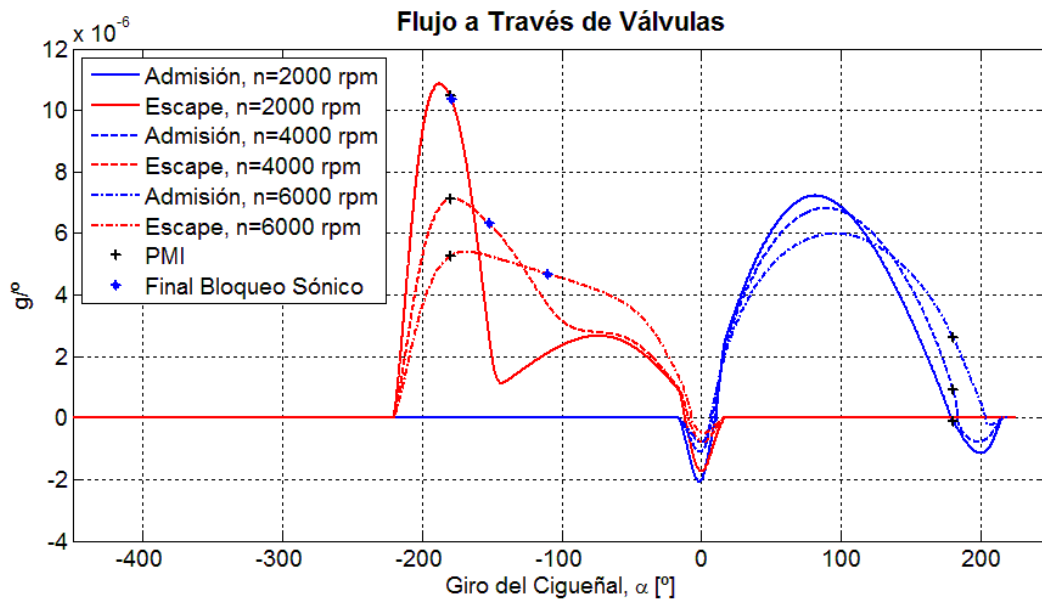


Fig. 3.8: Gráfico del flujo a través de las válvulas para distintos regímenes del motor ($g/^\circ$)

En primer lugar, se observa cómo el cambio de escala para los tres gráficos ha propiciado que el flujo a través de la válvula de admisión sea prácticamente coincidente en los tres, aunque con ligeras diferencias, ya que se aprecia que, para mayores regímenes de giro, el valor máximo disminuye ligeramente, retrasando ese máximo y la disminución subsiguiente respecto al ángulo del cigüeñal, hasta el punto de que, para los casos de 4000 y 6000 rpm, llegado al PMI, el valor del flujo a través de la admisión sigue siendo positivo, frente al otro régimen, en el que en el PMI es prácticamente nulo, propiciando la entrada de un poco más de aire una vez el pistón inicia la carrera ascendente en altas velocidades del motor. Esto sería síntoma de la mayor dificultad del gas para adaptarse al movimiento, cada vez más rápido, del pistón, y la razón por la cual se retrasa el cierre de la admisión respecto al PMI.

En el caso del flujo a través de la válvula de escape, se aprecia la existencia, en las tres velocidades, de dos 'lóbulos' en su perfil, por lo que, a efectos descriptivos se puede decir que el proceso de escape se produce en dos fases, correspondientes a cada lóbulo. Atendiendo a la segunda fase, se puede observar cómo, hacia el final del escape, dos de los gráficos confluyen con bastante precisión, adaptándose cada vez más tarde a ese perfil a medida que aumenta el régimen de giro. La concordancia en esa segunda fase implica que el flujo es directamente proporcional al régimen de giro, por lo que el flujo del segundo lóbulo, o segunda fase, corresponde con el flujo de escape originado mediante el arrastre hacia el exterior del fluido de trabajo por el movimiento del pistón.

Según este razonamiento, la primera fase del escape corresponderá, pues, a la fase de escape libre originado por la sobrepresión en el interior del cilindro en el

momento de la apertura de la válvula. Para corroborar la idea de escape por sobrepresión, se puede comprobar, cómo al inicio del escape el flujo se encuentra bloqueado en los tres casos, y únicamente pasará a flujo normal una vez alcanzado el PMI. El tiempo característico del escape libre depende únicamente de las características del fluido de trabajo (típicamente, a ese tiempo característico se le llama tiempo de relajación del gas), es por ello que se aprecian diferencias muy acusadas entre los tres casos. Para bajos regímenes, la ‘intensidad de flujo’ de la primera fase es muy acusada, pero el tiempo angular en el que ocurre ocupa solamente el 30% del tiempo de apertura de la válvula, adaptándose rápidamente al flujo por arrastre, y el bloqueo sónico ocurre prácticamente en el PMI. A medida que aumenta el régimen de giro, tanto el fin del bloqueo sónico como la transición al flujo por arrastre se retrasan, hasta el punto de no haber proceso de arrastre, como en el caso de 6000rpm. También disminuye la intensidad de flujo en la primera fase. Estos tres fenómenos ocurren debido a la dificultad creciente del fluido de trabajo a adaptarse a la velocidad del motor, por lo que el proceso de escape libre ocupa relativamente cada vez mayor duración, dejando menor influencia al proceso de escape por arrastre.

Por último, comentar que la convergencia observada en dos de las tres curvas en la fase de arrastre del pistón en el proceso de escape, también se puede apreciar en toda la fase del proceso de admisión, aunque con mayores diferencias que en el escape, debidas a cierta influencia del régimen de giro. Debido a esto y a la no existencia de bloqueo sónico a lo largo de todo el proceso de admisión a estos regímenes de giro, se puede concluir que la admisión del fluido de trabajo en el cilindro está gobernada únicamente por la aspiración producida por el movimiento descendente del pistón.

3.2.- Dependencia con la Presión de Admisión

En este apartado se trata de explicar la influencia que en el proceso de renovación de la carga tiene el control de carga parcial mediante la apertura y el cierre de una válvula de mariposa situada al inicio del colector de admisión. Para empezar, el grado de apertura de la mariposa regula la pérdida de carga que sufre el fluido de trabajo al atravesarla. En última instancia, esto hace variar la presión en los alrededores de la válvula de admisión. Esta presión en los alrededores de la válvula de admisión es la variable que modela la actuación de la mariposa en este algoritmo. Sin embargo, la acción de la mariposa no influye en la presión en el colector de escape, por lo que esta se supondrá constante para todos los grados de carga.

Para tratar de entender la influencia de la presión de admisión en el proceso de renovación de la carga se presenta a continuación un gráfico donde se representa la tasa de trasiego por ambas válvulas para tres relaciones entre presión de escape y presión de admisión distintas. Comentar que, de acuerdo con lo expuesto anteriormente, para hacer

variar esa relación, se ha variado únicamente la presión de admisión, dejando constante la presión de escape en los tres casos.

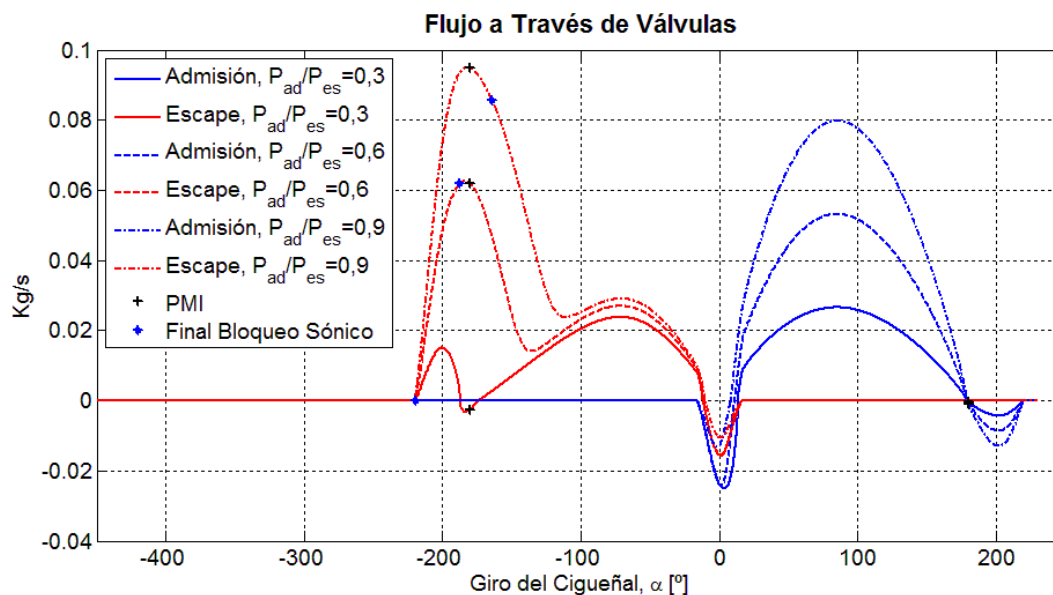


Fig. 3.9: Gráfico del flujo a través de las válvulas para distintos grados de carga (mariposa)

En el caso de la válvula de admisión, desde el RCE hasta el RCA, el flujo que la atraviesa tiene la misma forma en los tres casos, ya que, como se dijo, este está regido por el arrastre de los gases mediante el movimiento del pistón, tanto su aspiración en el movimiento descendente, como su expulsión una vez rebasado el PMI. Se observa, no obstante que su magnitud es proporcional a la presión de admisión, ya que la masa que atraviesa la válvula depende de la densidad del aire, que será tanto menor cuanto menor sea la presión en el colector de admisión. Atendiendo a la forma y a la dependencia de la densidad, su magnitud puede estar bien identificada con el producto de la velocidad instantánea del pistón, el área de paso instantánea de la válvula y la densidad en la admisión.

Para la válvula de escape, se observa que la fase de arrastre (segundo lóbulo) también es similar en los tres casos, si bien con pequeñas diferencias. Ya que el proceso de escape por arrastre se produce a una presión ligeramente mayor a la de escape, esta será parecida en los tres casos, por lo que esa pequeña diferencia tiene un origen diferente a las presiones en el cilindro. Se ha comprobado que, aunque la temperatura del cilindro a la apertura del escape aumenta con el grado de carga, la temperatura en el cilindro a lo largo de la fase de arrastre disminuye con el grado de carga, por lo que esa disminución de temperatura contribuye al aumento de la densidad de los gases de escape y, por lo tanto a ese ligero aumento en el flujo en la fase de arrastre.

En la fase de escape libre por la sobrepresión en el cilindro, se observa cómo, para mayores grados de carga, aumenta tanto la intensidad de flujo como el tiempo de influencia de dicha fase. Se sabe que, según aumenta el grado de carga, la presión en el cilindro a la apertura del escape aumenta proporcionalmente a la presión de admisión,

por lo que, al abrir la válvula, el flujo crecerá más rápidamente para grados de carga mayores llegando a puntos máximos del flujo cada vez mayores. Esta mayor presión en el cilindro también origina que se retrase el final del bloqueo sónico, hasta el punto, en el caso contrario, que, para presiones de admisión muy bajas, la relación entre la presión en el cilindro y la presión de escape sea menor que la relación crítica, y no haya bloqueo sónico en la fase de escape libre, como en el caso de menor grado de carga. Por otra parte, durante el cruce de válvulas, si el grado de carga es suficientemente bajo, se puede producir bloqueo sónico en ambas válvulas, típicamente, al inicio del cruce en la válvula de admisión y al final de este en la válvula de escape, en las inmediaciones del correspondiente cierre o apertura.

Por último, comentar que, debido a que, durante el cruce de válvulas el flujo inverso en el escape aumenta según disminuye la carga, mientras que el flujo durante la admisión disminuye, la proporción de residuales aumenta según disminuye el grado de carga del motor.

4.- Cálculo de Prestaciones

Se presentarán en este apartado los parámetros de los que se hará uso para determinar las prestaciones del motor en los casos a estudiar. Debido a la gran cantidad de información que desprende el algoritmo al ser ejecutado, es muy sencilla la obtención de los parámetros que se mostrarán a continuación.

4.1.- Parámetros Indicados

Los parámetros indicados deben su nombre al diagrama indicado, el cual representa la evolución de la presión en el interior del cilindro en función del volumen instantáneo del mismo [3.5]. Su nombre se debe a los indicadores, aparatos que, de instalarlos en el motor, registrarían, de manera mecánica o electrónica, la evolución de la presión en el interior del cilindro. Los parámetros indicados se refieren, pues, a los flujos energéticos y de trabajo del fluido encerrado en el interior del cilindro. Los que aquí se usarán son:

- ✓ Trabajo indicado: Representa el trabajo intercambiado entre el fluido encerrado en el cilindro y la superficie superior del pistón a lo largo de un ciclo termodinámico completo:

$$w_i = \oint P dV = \int_{\alpha=0^\circ}^{\alpha=720^\circ} P(\alpha) \frac{dV(\alpha)}{d\alpha} d\alpha$$

Conviene aclarar que, con esta forma de cálculo, se está incluyendo el trabajo empleado por el pistón para renovar la carga del cilindro, es decir, el trabajo negativo referente al bucle de baja presión.

La información obtenida en el algoritmo de presión y volumen, como bien sabemos, es referida a variables discretas. Teniendo esto en cuenta, se estima la integral anterior numéricamente, empleando la regla trapezoidal:

$$w_i = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{i_{max}} (P(i) + P(i+1))(V(i+1) - V(i))$$

- ✓ Presión media indicada, 'PMI': Se define como el valor de la presión que, manteniéndose constante durante la carrera de expansión, produzca un trabajo igual al trabajo indicado. Se obtiene, simplemente, de dividir el trabajo indicado por la cilindrada unitaria del motor:

$$PMI[bar] = \frac{10 \cdot w_i[J]}{q[cm^3]}$$

- ✓ Potencia indicada: Representa la potencia del trabajo realizado por el fluido de trabajo encerrado en el cilindro:

$$N_i[W] = w_i \left[\frac{J}{ciclo} \right] \cdot n \left[\frac{ciclo}{s} \right] = \frac{w_i[J] \cdot n[rpm]}{120}$$

- ✓ Rendimiento indicado: Representa la porción de energía química almacenada en el combustible que ha sido capaz el fluido de transformar en trabajo, por lo cual es la relación entre el trabajo y el producto de la masa de combustible encerrada en el cilindro y el poder calorífico de este:

$$\eta_i = \frac{w_i}{m_{fuel} \cdot PC}$$

- ✓ Consumo específico indicado: Es otra medida equivalente al rendimiento indicado, pero teniendo en cuenta la naturaleza del combustible. Representa la masa necesaria de combustible para producir una unidad de trabajo en la superficie del pistón:

$$c_i \left[\frac{g}{kWh} \right] = 3,6 \cdot 10^9 \frac{m_{fuel}[kg]}{w_i[J]}$$

4.2.- Parámetros Efectivos

La potencia efectiva que se extrae al hacer funcionar un motor es la que se obtiene a la salida del eje del cigüeñal. De la potencia extraída del fluido de trabajo, habría que detraerle la potencia perdida por rozamientos mecánicos y la necesaria para mover los dispositivos auxiliares del motor, tales como la bomba de líquido refrigerante, la bomba de combustible, el alternador, el árbol de levas y el sistema de distribución. En este caso, el trabajo de bombeo no sería tenido en cuenta como pérdidas, ya que se englobó dentro del trabajo indicado por ser un trabajo relativo al fluido y, por tanto, susceptible de tenerlo en cuenta en un balance energético del fluido en volumen de control referente al cilindro.

Las pérdidas mecánicas a tener en cuenta son de naturaleza mecánica o de funcionamiento, por lo que es imposible cuantificarlas con la información disponible del algoritmo. En tal caso habría que hacer otro modelo paralelo que calculase las pérdidas mecánicas y de arrastre de los sistemas auxiliares. Sin embargo, se puede recurrir al concepto de rendimiento mecánico con el que se puede estimar unos valores para las pérdidas mecánicas. El rendimiento mecánico se define como el cociente entre la potencia efectiva obtenida en el eje del motor y la potencia indicada extraída del fluido de trabajo en el cilindro:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

En el rendimiento mecánico entran en juego, como se puede observar, el parámetro indicado, el cual se conoce, y el parámetro efectivo, el cual se ha de calcular para obtener la potencia disponible en el eje del motor teórico de ensayo. A tal efecto existe una escueta literatura sobre correlaciones para la estimación del rendimiento volumétrico en función de las actuaciones del motor. Se encontró un ejemplo, no obstante, en un documento técnico referente a unas recomendaciones para las certificaciones SAE J1349 [3.6] y SAE J1995 [3.7]. En esta recomendación se describe una correlación del rendimiento mecánico para los motores de ignición forzada de la forma:

$$\eta_{m0} = \frac{1 - \frac{0,07 \cdot x(n)}{PMI}}{1 - y(n)}$$

Donde los factores x e y son funciones polinómicas del régimen del motor, y vienen representadas como:

$$x(n) = 16,3761 + 2,28629 \left(\frac{n[rpm]}{1000} \right) + 0,297053 \left(\frac{n[rpm]}{1000} \right)^2$$

$$y(n) = 0,01 \left(5,44659 - 0,02495 \left(\frac{n[rpm]}{1000} \right) + 0,174376 \left(\frac{n[rpm]}{1000} \right)^2 \right)$$

No obstante, esta recomendación se realizó hace unas décadas, por lo que el rendimiento mecánico de los motores ha mejorado ostensiblemente de esta parte a ahora. Es por eso, además de por intuir que los datos del rendimiento mecánico arrojados por esta correlación están un poco subestimados, se decide aplicar una reducción de las pérdidas del 40% respecto a las facilitadas por la correlación, de tal manera que la relación del rendimiento mecánico que realmente se usará para calcular los parámetros efectivos y la correlación descrita anteriormente será:

$$\eta_m = 1 - 0,6(1 - \eta_{m0})$$

En principio, la correlación utilizada solamente es válida en el rango de velocidades desde 1000 rpm hasta 5000 rpm, pero, como se mostrará a continuación, para regímenes mayores arroja también valores coherentes, por lo que se aplicará esta correlación a todo el rango de estudio del régimen del motor.

Además, cabe destacar que esta correlación únicamente es válida para motores de aspiración atmosférica: presenta problemas en el caso de motores turboalimentados ya que, para regímenes bajos y PMI suficientemente altos, su valor puede alcanzar valores mayores que la unidad. Para evitar este problema y para poder equiparar el rendimiento de los motores atmosféricos y sobrealimentados, se decide escalar el factor *PMI* con las presiones de escape, de tal manera que el nuevo dato a usar en la correlación del rendimiento mecánico será:

$$PMI_{esc} = \frac{PMI \cdot P_{es}^0}{P_{es}}$$

Donde la presión de escape con el superíndice se refiere a la presión de escape de referencia, la cual se ha asumido igual a 1,1 atmósferas, en relación a la presión de escape estipulada para motores atmosféricos, estimando un 10% de pérdida de carga a lo largo del conducto de escape hasta el exterior, donde se asume presión atmosférica.

Se muestra a continuación el campo escalar para la correlación del rendimiento mecánico en función de las dos variables con las cuales se le relaciona, situando en el eje de abscisas el régimen del motor y en el eje de ordenadas los valores de PMI:

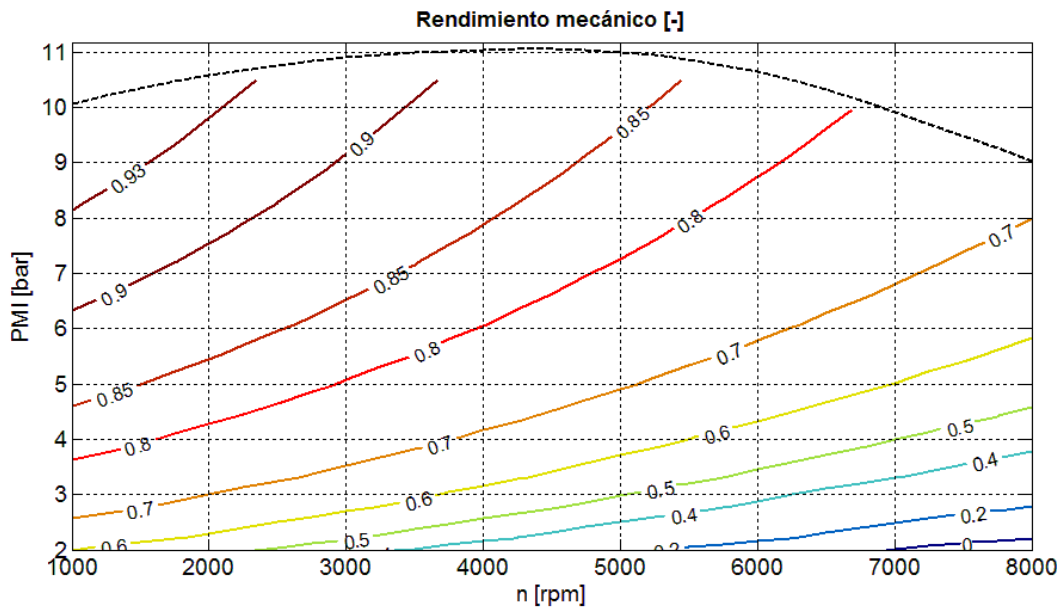


Fig. 3.10: Campo escalar del rendimiento mecánico para cargas parciales

Este gráfico corresponde al caso de un motor atmosférico con regulación de la carga mediante una mariposa, y la curva de línea discontinua representa el PMI correspondiente a la plena carga. Estudiando brevemente la correlación del rendimiento mecánico, se puede deducir que el campo escalar mostrado se mantendrá invariante para cualquier tipo de motor, de regulación de la carga y de alimentación (ya que se escaló el valor de PMI para que no hubiera influencia de la presión de escape en el rendimiento mecánico). La única diferencia posible sería el límite superior de ese campo escalar, la curva de PMI a plena carga, lo que sí haría variar el rendimiento mecánico correspondiente a la plena carga.

Como se puede observar en el gráfico mostrado, tomando constante cualquier valor del PMI , el rendimiento mecánico disminuye según aumenta el régimen del motor. Este fenómeno tiene concordancia con la realidad, ya que las pérdidas mecánicas aumentan con el régimen de giro. Las pérdidas por rozamiento, son proporcionales a la velocidad del motor. En el caso de las pérdidas por el funcionamiento de sistemas auxiliares, aunque no tienen por qué ser directamente proporcionales con el régimen del motor, si que aumentan ostensiblemente en función de este, ya que, por norma general, aumenta la potencia requerida para hacer funcionar los sistemas auxiliares.

En caso de mantener constante el régimen del motor, se puede observar cómo el rendimiento mecánico aumenta según aumenta el valor de PMI . En principio, esto no entra en conflicto con la realidad, ya que se puede suponer que, para un mismo régimen del motor, al menos las pérdidas por funcionamiento de sistemas auxiliares se mantienen constantes con el PMI . Suponiendo, pues, las pérdidas constantes, a mayor PMI disponible en el motor, menor será la relación entre la potencia perdida en los sistemas auxiliares y la potencia entregada por el fluido de trabajo en la superficie del pistón.

Como se puede observar en el siguiente gráfico, que representa las pérdidas mecánicas predichas por la correlación utilizada del rendimiento mecánico, en términos de presión media de pérdidas (*PMR*), para el mismo motor del gráfico anterior, estas tienen una gran variabilidad con el régimen del motor, tal y como se dedujo anteriormente, y una variabilidad casi ínfima con respecto al *PMI*. Como se comentó anteriormente, las pérdidas por funcionamiento de sistemas auxiliares se pueden considerar constantes para un régimen de giro definido, por lo que, posiblemente, esta pequeña variación que se observa en los casos de régimen constante pueda estar originada por una variación de las pérdidas por rozamiento.

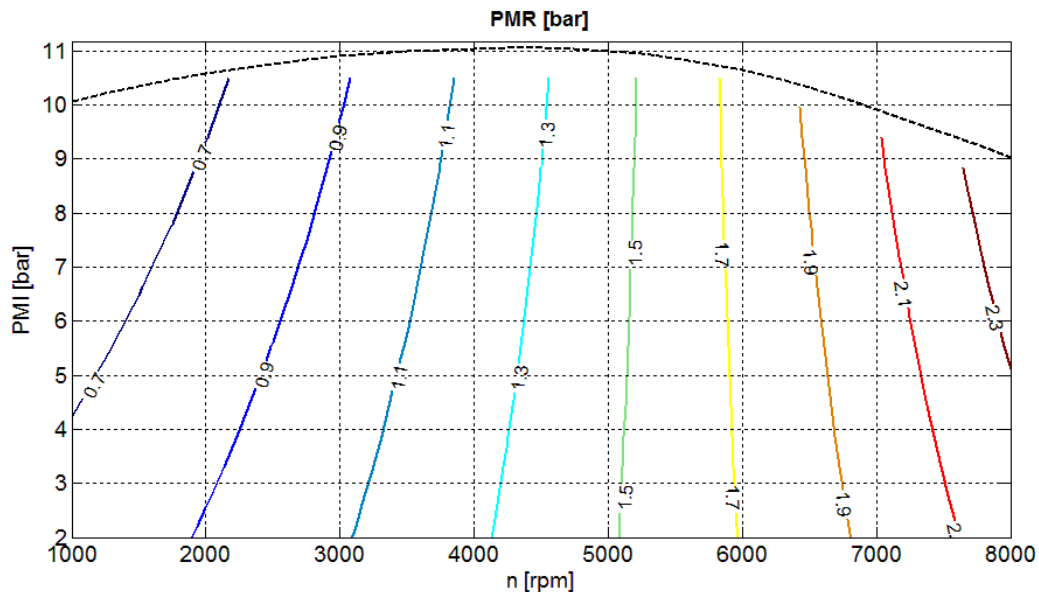


Fig. 3.11: Pérdidas mecánicas predichas en la correlación del rendimiento mecánico

Una vez estimado un rendimiento mecánico, se pueden determinar los parámetros efectivos, referidos al eje del motor, relacionándolos con sus homónimos indicados, de tal manera que las relaciones existentes entre estos y aquellos serían:

- ✓ Trabajo efectivo: $w_e = w_i \cdot \eta_m$
- ✓ Presión media efectiva: $PME = PMI \cdot \eta_m$
- ✓ Potencia efectiva: $N_e = N_i \cdot \eta_m$
- ✓ Rendimiento efectivo: $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$
- ✓ Consumo específico efectivo o consumo efectivo: $c_e = \frac{c_i}{\eta_m}$

4.3.- Otros Parámetros

Aparte de los parámetros descritos anteriormente, característicos para definir las actuaciones de los motores, existen otros, que aportan información adicional a las actualizaciones o a otros aspectos del motor, como las emisiones contaminantes o los flujos energéticos.

El primer parámetro relevante es el rendimiento volumétrico, el cual se describió en el capítulo anterior, así como la manera de obtenerlo. Este parámetro, que refleja la efectividad de llenado del motor respecto a un llenado en condiciones ideales, indica, en primera instancia el nivel de aprovechamiento de la cilindrada del motor. Para el caso que nos atañe, ya que en este modelo el dosado se mantiene constante para todo el régimen del motor y todos los grados de carga, este es el parámetro que más influye en la gestión de las cargas parciales.

De cara a un balance energético del cilindro a lo largo de un ciclo completo, resulta también bastante útil el cálculo de otros dos parámetros que, junto con el trabajo indicado, permiten realizar el balance y comprobar la importancia relativa en el reparto de la energía disponible en el combustible. El primer parámetro se trata de las pérdidas de calor netas a través de las paredes. El segundo de ellos es la entalpía neta expulsada en los gases de escape, aunque a este parámetro habrá que restarle el flujo neto de energía latente en el aire fresco carburado, ajeno a la energía química del combustible mezclado con el aire.

Por último, también puede ser interesante obtener la proporción de residuales, además, su obtención en el algoritmo es directa, ya que ese dato, necesario en el propio algoritmo, se obtuvo a través del modelo de renovación de la carga y el perfil de levantamiento de las levas. La proporción de residuales puede ser útil de cara a un posible modelo para la gestión de un sistema EGR. También, mediante aproximaciones empíricas, se podría intuir el efecto del estado de carga y el régimen del motor en las emisiones de gases contaminantes como el monóxido de carbono o el grupo de los NO_x .

5.- Prestaciones a Plena Carga

Se muestra a continuación las prestaciones a plena carga del motor de aspiración natural y con RCA constante. Se describirán brevemente las formas de las curvas y se intentará dar alguna explicación sobre la evolución de las prestaciones en función del régimen de giro del motor. Así mismo, se evaluará la concordancia de los valores obtenidos con los valores típicos de motores reales, intentando explicar la deriva de dichos valores respecto a los de los motores reales.

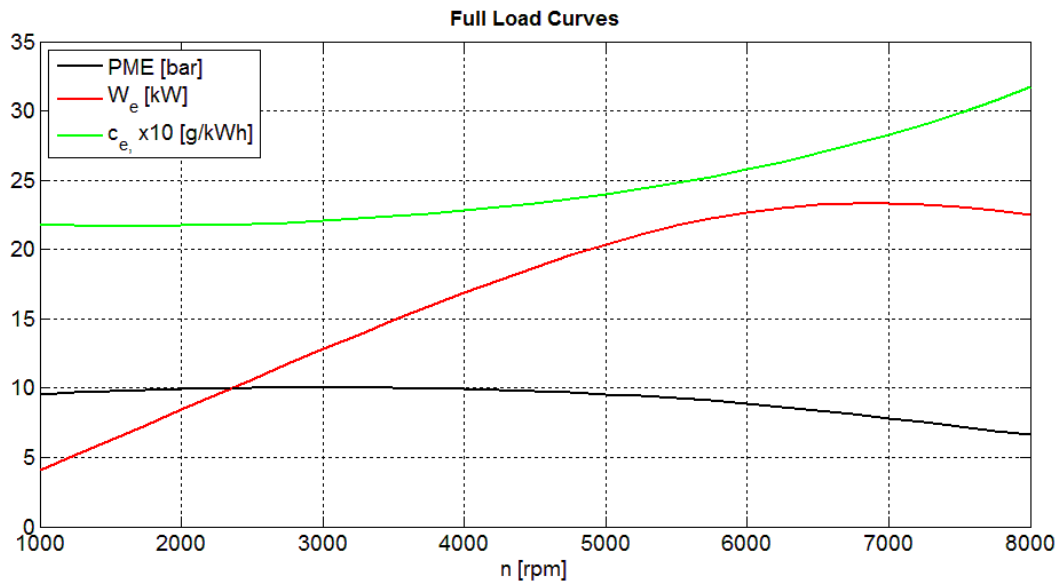


Fig. 3.12: Curvas de actuación a plena carga para RCA fijo

Como se puede observar, las formas de las curvas de prestaciones a plena carga son bastante congruentes con las que arroja un motor real en los ensayos. La curva de PME aumenta ligeramente desde bajos regímenes de giro hasta alcanzar su máximo valor a 3000rpm. A partir de ese punto disminuye su valor, haciéndolo cada vez más rápido según aumenta el régimen del motor. La curva de potencia efectiva aumenta rápidamente de forma prácticamente lineal hasta llegar a su valor máximo a 6750rpm, punto a partir del cual la pendiente de la curva de PME se hace menor de -1, condición que hace disminuir la potencia efectiva según aumenta el régimen de giro. Dicho valor (6750rpm en este caso) determina el rango del régimen de giro en el cual puede trabajar el motor, ya que a partir de ese punto disminuye el trabajo que el motor es capaz de ofrecer. Es por ello que *‘el régimen máximo del motor se suele situar ligeramente a la derecha del de máxima potencia’* [3.8]. Con ello se puede decir que el refimen maximo de el motor de estudio se encuentra en torno a 7000rpm. La curva de consumo específico presenta su mínimo valor a 1750rpm, lo cual es una velocidad menor que la relativa al máximo de PME, como ocurre en los motores reales. Se presenta a continuación un cuadro comparando los valores máximos obtenidos mediante el algoritmo y los valores típicos en motores de cuatro tiempos de encendido provocado y aspiración natural [3.9]:

	Valores Obtenidos	Valores Típicos
PME [bar]	10,03	13
C_e [g/kWh]	217,35	240
N_e [kW]	23,3	-
n_{max} [rpm]	7000	7500

Fig. 3.13: Valores obtenidos y típicos de las prestaciones a plena carga [3.9]

Obviamente los valores de las prestaciones para motores de este tipo varían ampliamente dependiendo del motor que se ensaye. No obstante, a falta de datos absolutos o estadísticos, se darán por válidos los valores obtenidos de la referencia [3.9] y serán los usados para las comparativas.

Como se puede observar, el valor obtenido para el consumo específico efectivo es bastante menor que el valor típico mostrado. Probablemente sea así por una subestima en los valores de las pérdidas mecánicas, y por usar un perfil de levantamiento de válvulas muy agresivo, mas parecido al de un motor de competición que al de un motor habitual de automoción, en los cuales no se optimiza el rendimiento volumétrico, sino el tiempo de vida de las válvulas. El valor de PME obtenido es también bastante menor que el valor típico para motores de este tipo. Es posible que esta deriva en el valor del PME venga determinada por la relación de compresión escogida, algo baja comparada con las que se manejan hoy en día, en donde existen nuevas tecnologías que permiten aumentar aun más la relación de compresión geométrica, como la combustión de carga estratificada.

Para la potencia efectiva no hay un valor típico, ya que este depende del tamaño del motor; no como los otros dos datos, que son ya independientes de la cilindrada. No obstante, si extrapoláramos el valor obtenido a un motor de cuatro cilindros como los estudiados, obtendríamos una cilindrada total de alrededor de dos litros y, multiplicando el valor de la potencia por los cuatro cilindros del supuesto motor, daría una potencia de alrededor de 125 CV. Alguien que conozca un poco sobre el mercado automovilístico se dará cuenta que este valor es algo alto para este tipo de motores, aunque no lo sería si contamos los motores de altas prestaciones. Este alto valor para la potencia efectiva está originado probablemente por la subestimación de las perdidas mecánicas, o por una sobreestimación del rendimiento volumétrico, debido a la alta efectividad del perfil de válvulas utilizado, que, como ya se ha comentado, es más parecido al de motores de competición que al de motores convencionales. En cuanto al valor del régimen máximo, se dijo que se suele encontrar ligeramente por encima del punto de potencia máxima, lo que en este caso corresponde a un régimen de giro de en torno a 7000rpm, similar al valor típico para este tipo de motores.

Como se ve, las diferencias de las prestaciones con respecto a las de motores reales del mismo tipo estan principalmente originadas por una sobreestima del rendimiento mecanico debido a la correlacion utilizada. No obstante, la discrepancia con las prestaciones habituales en este tipo de motores, no quita validez a los resultados cualitativos que arroja el algoritmo, que, en definitiva, son los que se quiere poner aquí de manifiesto. Sorprende, en este sentido, la concordancia de las curvas con las que arrojan los motores reales de este tipo, dado el grado, relativamente sencillo, de modelización del motor.

En cuanto a la forma de las curvas y la situación de sus puntos óptimos, estas dependen fuertemente de los rendimientos indicado, volumétrico y mecánico. Como se indicó en el apartado anterior, la relación del PME con estos rendimientos es:

$$PME = \rho_{ad} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{vol} \cdot f_m \cdot PC$$

La potencia efectiva tiene relación directa con el PME, ya que sería el producto de este factor, de la cilindrada y del régimen de giro del motor. En cuanto al consumo efectivo, también se puede relacionar con los rendimientos indicado y mecánico de la siguiente manera:

$$c_e = \frac{1}{\eta_i \cdot \eta_m \cdot PC}$$

Se establece, pues, la necesidad de conocer la evolución de los rendimientos indicado, volumétrico y mecánico para poder entender la evolución en las curvas de prestaciones a plena carga. A tal efecto se presenta un gráfico que refleja dichos rendimientos para la actuación a plena carga, así como los flujos energéticos a través de las paredes del cilindro, referidas a la energía almacenada en el combustible introducido:

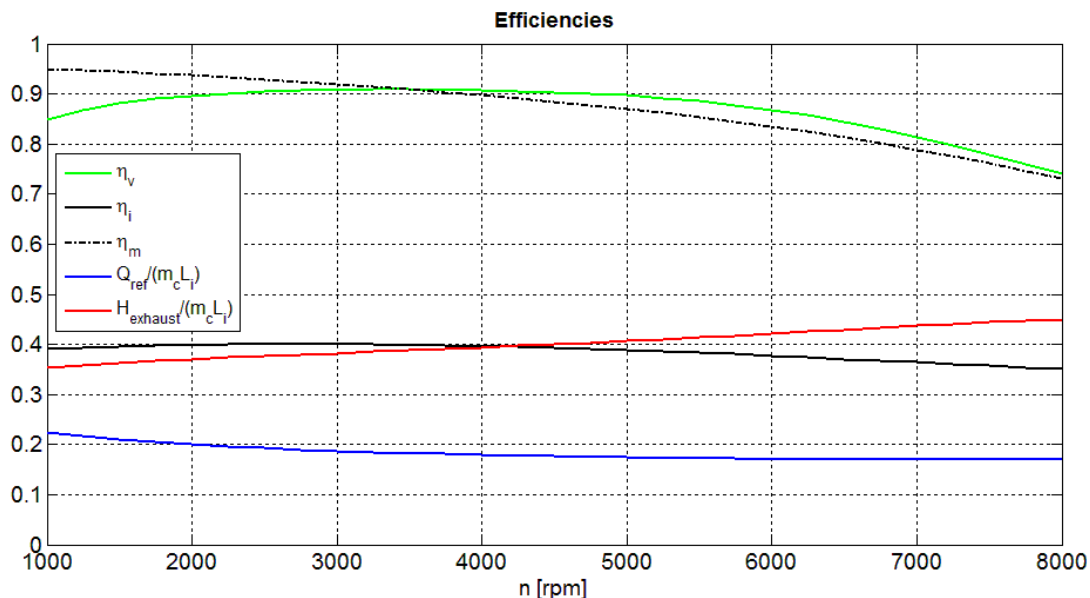


Fig. 3.14: Rendimientos correspondientes a plena carga para RCA fijo

Empezando por el rendimiento mecánico, se observa que el modelo utilizado arroja una curva descendente con el régimen del motor. Empieza con un rendimiento máximo del 95% a 1000rpm para ir disminuyendo cada vez más rápido hasta un rendimiento del 73% a 8000rpm. Se comentó en el capítulo anterior su validez y, aunque los valores no coincidan con los valores de motores actuales, sí que representa bastante bien la tendencia general de este rendimiento dentro de un mismo motor.

En cuanto al rendimiento volumétrico, se observa que tiene un valor prácticamente constante y en torno al 90% a lo largo del rango que va desde 2000rpm hasta 5000rpm, aunque presenta un valor máximo del 91% a 3750rpm. El espacio entre 2000rpm y 5000rpm determina, pues, el rango de funcionamiento óptimo de las

válvulas. El valor del rendimiento volumétrico disminuye por debajo de 2000rpm debido a que el RCA es bastante mayor que el óptimo a esos regímenes, haciendo que se expulse del cilindro parte del aire que ya se introdujo. También cae a partir de 5000rpm, ya que el RCA es menor que el óptimo y, a esos regímenes tan altos, el flujo encuentra dificultades para adaptarse a la variación de las condiciones geométricas.

Referente al rendimiento indicado, este presenta su máximo a 2750rpm, y se mantiene en torno a un valor de 0,4 hasta las 4500rpm, momento en el cual disminuye ligeramente hasta llegar a 0,35 en 8000rpm. Esta disminución está provocada por un aumento en el trabajo de bombeo ya que, al contabilizarlo dentro del trabajo indicado, hace disminuir el trabajo disponible. En cuanto a los otros dos flujos energéticos, se observa que las pérdidas térmicas disminuyen según aumenta el régimen de giro, ya que el tiempo de residencia del fluido en el interior del cilindro es cada vez menor. Esto hace, a su vez, que la entalpía de los gases de escape y, por ende, también su temperatura, aumenten según aumenta el régimen de giro, ya que es energía que a bajas vueltas se perdería por transferencia de calor.

Como se ha visto en la última gráfica, mientras el rendimiento mecánico disminuye según aumenta el régimen de giro, el rendimiento indicado presenta su máximo a 2750rpm y el volumétrico a 3750rpm. El producto de estos rendimientos haría que el máximo del PME estuviera en 2500rpm. Sin embargo hay que tener en cuenta que la densidad utilizada para el cálculo del rendimiento volumétrico aumenta con el régimen de giro, ya que la temperatura de admisión disminuye con este. Esta variabilidad de la densidad de referencia desplaza el punto máximo hasta las 3000rpm.

En cuanto al consumo efectivo, este solo depende del producto entre el rendimiento indicado y el rendimiento mecánico, es decir, depende del rendimiento efectivo. Se puede comprobar cómo el máximo del rendimiento efectivo coincide con el mínimo en el consumo efectivo. En el caso del rendimiento efectivo, su punto máximo se ve desplazado a la izquierda respecto al del rendimiento indicado gracias al efecto del rendimiento mecánico, que es mayor a bajas vueltas a altos regímenes de giro.

6.- Prestaciones a Carga Parcial

Para el estudio de las prestaciones a carga parcial del motor base que se describe en este capítulo, se mostrará en este apartado el campo escalar del consumo específico efectivo frente a la presión media efectiva y al régimen de giro del motor. Se mostrará también un gráfico sobre la proporción de gases residuales en todo el rango de trabajo del motor base. También se describirán brevemente las principales características que se desprenden de dichas gráficas.

Para empezar se muestra el mapa de consumo específico efectivo, dibujado mediante isólinas de consumo, y delimitado superiormente por la curva de PME a plena carga:

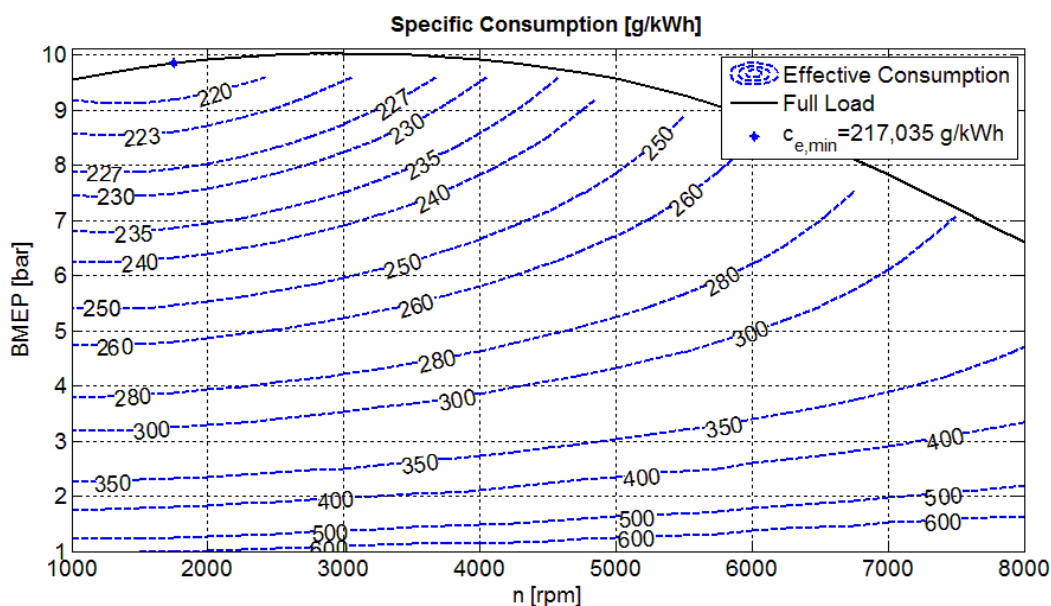


Fig. 3.15: Consumo específico efectivo a carga parcial para el motor base

Lo primero que llama la atención en este gráfico es que el polo económico para el consumo se sitúa sobre la curva de plena carga. Esto es así debido a que en el modelado del motor se estipuló que la relación de aire y combustible sea constante e igual a la estequiométrica en todo el rango de trabajo del motor, es decir, para todos los grados de carga y para todos los regímenes de giro del motor, lo que hace que la conversión de energía se haga más efectiva según aumenta la densidad de los gases en la admisión. Dicha característica no es muy representativa de motores reales de encendido provocado, ya que en estos casos el polo económico se suele situar en torno al 75% - 85%. La posición del polo económico tiene una marcada influencia del dosado, de tal manera que no se suele encontrar en la plena carga debido a que en esa condición, para obtener buenas prestaciones, el dosado es bastante mayor que en resto del rango de trabajo del motor [3.10]. En cuanto al régimen de giro al cual se encuentra el polo económico, este es de 1750rpm. En este caso, se comprueba la concordancia con los motores reales, ya que, en estos, el polo económico se encuentra a medios-bajos regímenes de giro del motor, dentro del rango de uso habitual de los motores de automoción. Además, para una misma PME, el menor consumo efectivo se encuentra a regímenes de giro situados entre las 1000rpm y el régimen asociado al polo económico, 1750rpm.

En cuanto a la evolución del consumo específico efectivo a lo largo del rango de trabajo, se observa cómo, partiendo desde el polo económico, este aumenta según se aumenta el régimen de giro o según se disminuye el grado de carga del motor. A medida que nos alejamos del polo económico, la variación del consumo efectivo va

aumentando, de tal manera que, a 2000rpm, estando cercanos a la plena carga al disminuir en 1bar el PME, el consumo efectivo aumenta en torno a un 2%, mientras que, situándonos en bajos niveles de carga y disminuyendo 1bar la PME, el consumo efectivo aumenta incluso en un 30%. Se hace evidente, entonces, que la zona de trabajo en la que el motor tiene las mayores eficacias es a altos niveles de carga y a medios-bajos regímenes del motor, disminuyendo considerablemente dicha efectividad a medida que nos alejamos de dichos rangos.

Se presenta a continuación un gráfico que muestra el grado de EGR interno en todo el rango de trabajo del motor, es decir, la proporción de gases residuales encerrados en el cilindro durante el proceso de renovación de la carga. Con este gráfico se puede realizar una pequeña aproximación cualitativa sobre las emisiones de óxidos de nitrógeno o, al menos, de los formados por procesos térmicos:

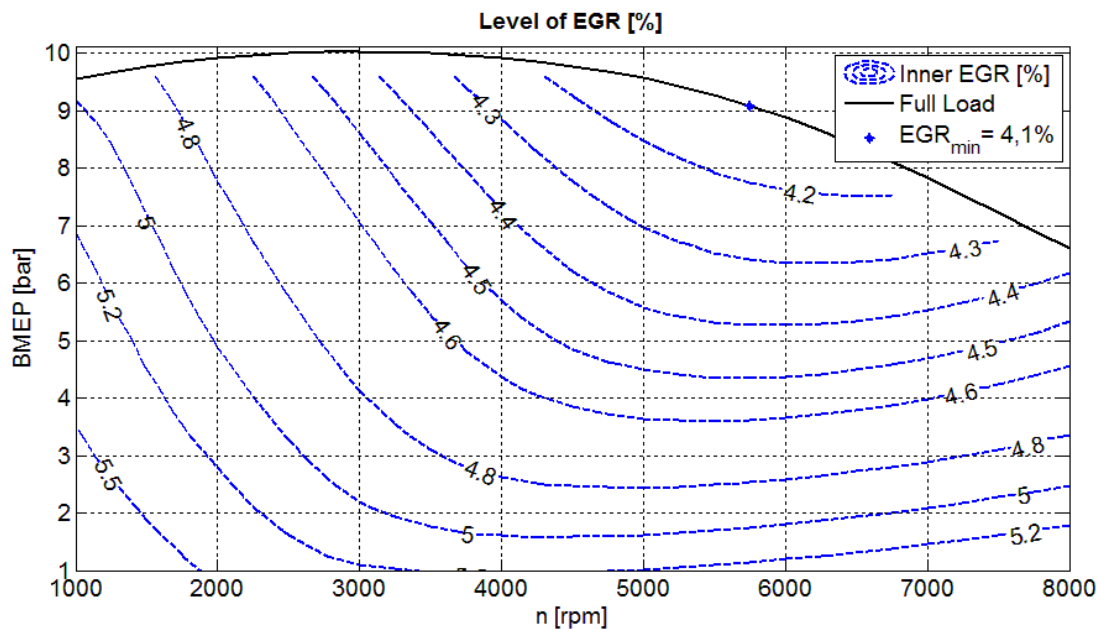


Fig. 3.16: Proporción de gases residuales para el motor base

Como se puede observar en el gráfico, la evolución del EGR interno es homogénea en todo el rango de trabajo del motor. El punto de mínimo valor se encuentra a plena carga y a alto régimen de giro. A partir de este punto, el nivel de EGR aumenta si disminuye el régimen del motor o el grado de carga, o ambos. No obstante, el nivel de EGR interno es tan bajo, y la diferencia entre los valores máximo y mínimo de es tan pequeña (estos oscilan entre un 4,1% y un 6%) que, en principio, no supondrá una influencia significativa en las emisiones de NO_x.

7.- Mejora de las Prestaciones a Plena Carga

Se presenta en este apartado, con carácter excepcional, un método para mejorar las prestaciones a plena carga del motor de encendido provocado y aspiración natural, que se ha usado a lo largo de este capítulo, utilizando, en este caso, un sistema de RCA variable. Se mostrará la tendencia general del RCA óptimo, así como los principios que respaldan dicha optimización. A continuación se compararán las prestaciones del motor optimizado con las del motor base de este capítulo, identificando y cuantificando las mejoras obtenidas mediante la optimización del RCA.

Aunque este apartado quede como un añadido extra en este capítulo, los resultados aquí obtenidos serán muy útiles en el último estudio del siguiente capítulo. Llegados a ese punto, se explicará la razón de la utilidad de esta optimización.

7.1.- Optimización del RCA

Dicha optimización consiste en hallar el RCA correspondiente que maximice el rendimiento volumétrico para cada régimen del motor. Se decide optimizar utilizando como criterio la maximización del rendimiento volumétrico, ya que, al trabajar nuestro modelo con mezcla constante de aire fresco y combustible en todos los casos, es este rendimiento, en última instancia, el que regula el trabajo obtenido.

Una vez optimizado el RCA, el modelo a simular sería el representativo de un sistema VVT continuo (*Variable Valve Timing*), en el cual, para la plena carga, el ángulo del RCA varía en función del régimen del motor, obteniendo mejores prestaciones que para un sistema en el que el ángulo RCA, para la plena carga, se mantiene constante con el régimen. La relación de los ángulos del RCA obtenidos que optimizan el rendimiento volumétrico, para cada régimen del motor, han sido:

n ($\cdot 10^3$ rpm)	1	1,25	1,5	1,75	2	2,25
RCA_{opt} (°)	4	5	6	7	8	9
n ($\cdot 10^3$ rpm)	2,5	2,75	3	3,25	3,5	3,75
RCA_{opt} (°)	10	11	13	14	16	18
n ($\cdot 10^3$ rpm)	4	4,25	4,5	4,75	5	5,25
RCA_{opt} (°)	20	22	24	26	28	31
n ($\cdot 10^3$ rpm)	5,5	5,75	6	6,25	6,5	6,75
RCA_{opt} (°)	33	36	38	41	43	45

$n \cdot 10^3 \text{ rpm}$	7	7,25	7,5	7,75	8
$RCA_{opt} (^{\circ})$	48	50	52	55	57

Fig. 3.17: Relación del RCA óptimo para distintos regímenes del motor

Se puede observar cómo el RCA óptimo aumenta casi linealmente con el régimen de giro del motor. El RCA óptimo es muy bajo o casi nulo para bajas velocidades, ya que, si se aumenta el RCA, lo único que se consigue es que cada vez haya más reflujo hacia el colector de admisión del fluido de trabajo introducido previamente, disminuyendo, pues, el rendimiento volumétrico. A medida que aumenta el régimen de giro del motor, aumenta la inercia de los gases de admisión, por lo que propicia que siga entrando aire al cilindro una vez se halla llegado al PMS, tal y como se describió en el apartado 3.1 de este capítulo, por lo que, retrasando el RCA para altos regímenes de giro, se consigue aprovechar este fenómeno. Además, con un mayor RCA aumenta el aire fresco carburado admitido al cilindro durante el movimiento descendente del pistón, ya que al retrasar este, la alza máxima de la válvula se obtendrá también más tarde, y aumentará, en consecuencia, el levantamiento efectivo entre la apertura de la válvula y el punto muerto inferior [3.11]. Conviene comentar que los valores de RCA obtenidos en la optimización son solo válidos para el perfil de válvulas ‘agresivo’ que se está usando. En el caso de usar el perfil de levantamiento de válvulas ‘suave’, los valores que se obtendrían serían siempre mayores que los mostrados, debido a la menor efectividad en el llenado del perfil ‘suave’.

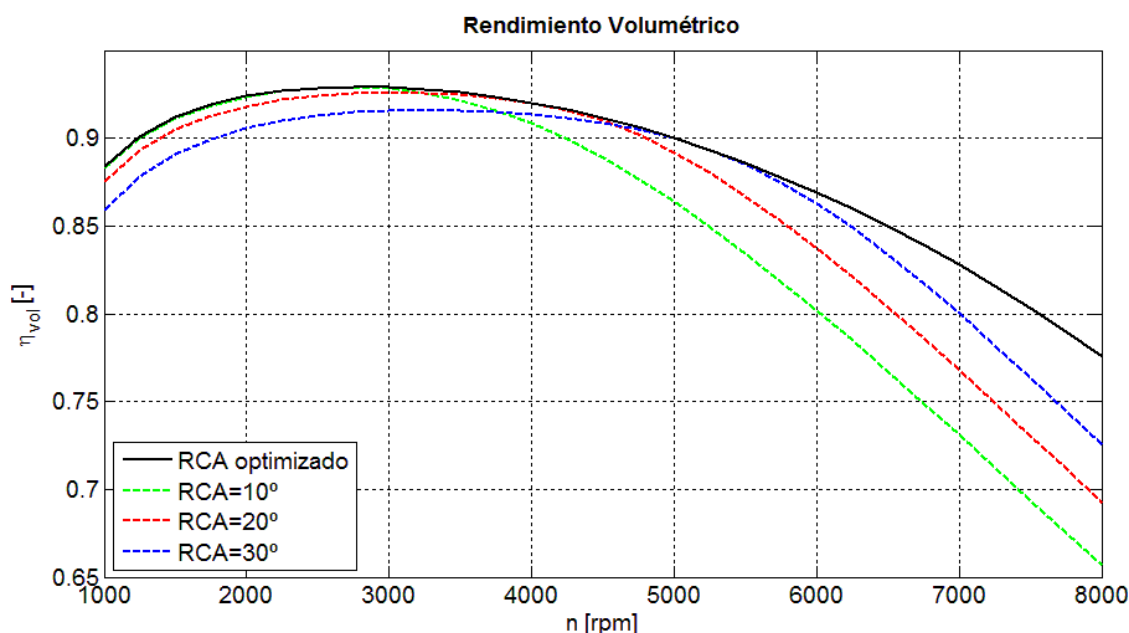


Fig. 3.18: Rendimiento volumétrico del modelo optimizado

De acuerdo a lo relatado anteriormente, y como se puede observar en este gráfico, con RCA pequeños se mejora el rendimiento a bajos regímenes del motor respecto a RCA mayores, mientras que para velocidades altas del motor, son los RCA

mayores los que obtienen mejores rendimientos volumétricos [3.12]. Se aprecia también cómo, para valores bajos de RCA se obtienen mayores valores máximos para el rendimiento volumétrico, a partir de los cuales este empieza a disminuir drásticamente, mientras que, según se aumenta el RCA, el valor máximo del rendimiento volumétrico disminuye, pero se mantiene prácticamente constante durante rangos más amplios del régimen del motor, haciendo que el rendimiento volumétrico disminuya drásticamente a partir de regímenes del motor cada vez mayores. Referente al rendimiento volumétrico para el caso del RCA optimizado, se puede apreciar cómo aúna todas las ventajas que se han descrito anteriormente, ya que tiene un valor máximo a bajas vueltas equivalente a RCA bajos, a partir del cual disminuye más lentamente que en todos los casos de RCA constante.

A continuación se verá como afecta esta optimización del RCA a los parámetros efectivos más importantes, y se comprobará cómo, efectivamente, en los casos de estequiometría constante, al optimizar el rendimiento volumétrico, también se está optimizando el resto de prestaciones. Para empezar, se muestra a continuación el gráfico de la presión media efectiva para el caso optimizado y para tres casos de RCA constante:

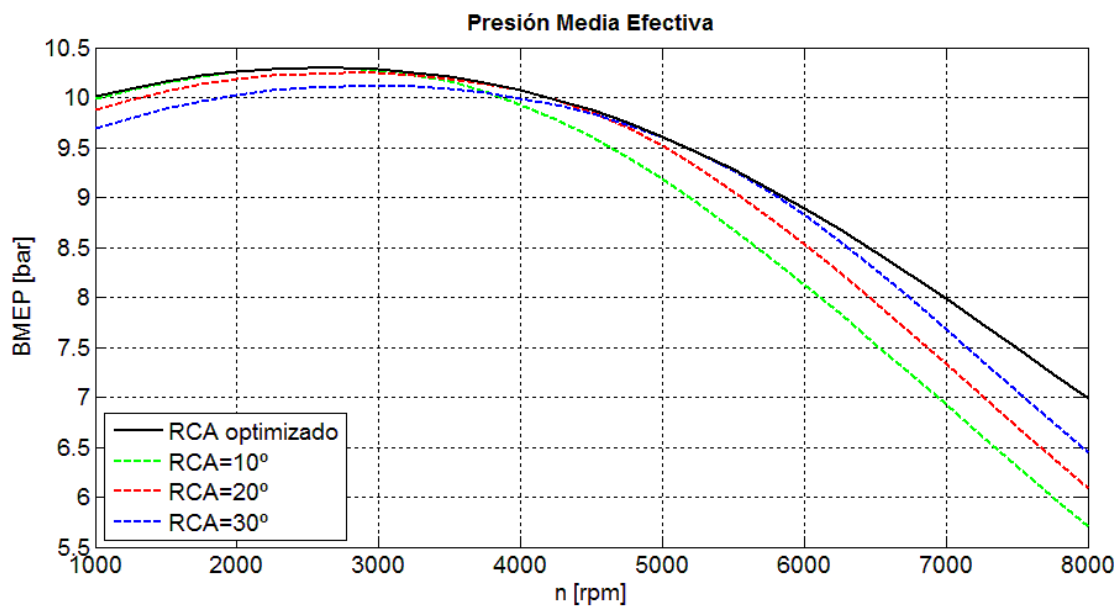


Fig. 3.19: Presión media efectiva (PME) del modelo optimizado

Como se puede comprobar, al igual que pasaba con el rendimiento volumétrico, a medida que se aumenta el valor del RCA constante con el régimen de giro, disminuye el máximo valor de PME, además de desplazarlo hacia mayores regímenes, sin embargo, aumenta el PME para altas velocidades del motor. En el caso optimizado, el máximo para el PME, tanto en valor como en posición, es el correspondiente a valores de RCA bajos (en este caso 10°). Se puede observar, también, que la pendiente de disminución del PME a partir del punto máximo es prácticamente igual en los tres casos de RCA constante, mientras que, para el caso de RCA variable, dicha pendiente es menor, siendo

menos acusada la disminución del PME a altos regímenes del motor. Esta diferencia en la pendiente del caso optimizado se debe a que, a medida que aumenta el régimen del motor, la curva del PME disminuye menos debido a la mejora obtenida al aumentar el RCA. De alguna manera, la curva del PME optimizado correspondería con la envolvente superior originada por la superposición de una familia de curvas de PME para distribución constante con el régimen, relativas a un amplio rango de valores del RCA.

Se mostrará a continuación un gráfico referente al consumo efectivo, en el que se puede comprobar que todo lo vertido anteriormente sobre el PME es también aplicable en este caso. Por ejemplo, el consumo efectivo del caso optimizado, también corresponde a la envolvente, en este caso inferior, de todas las curvas de consumo efectivo para un amplio rango de RCA.

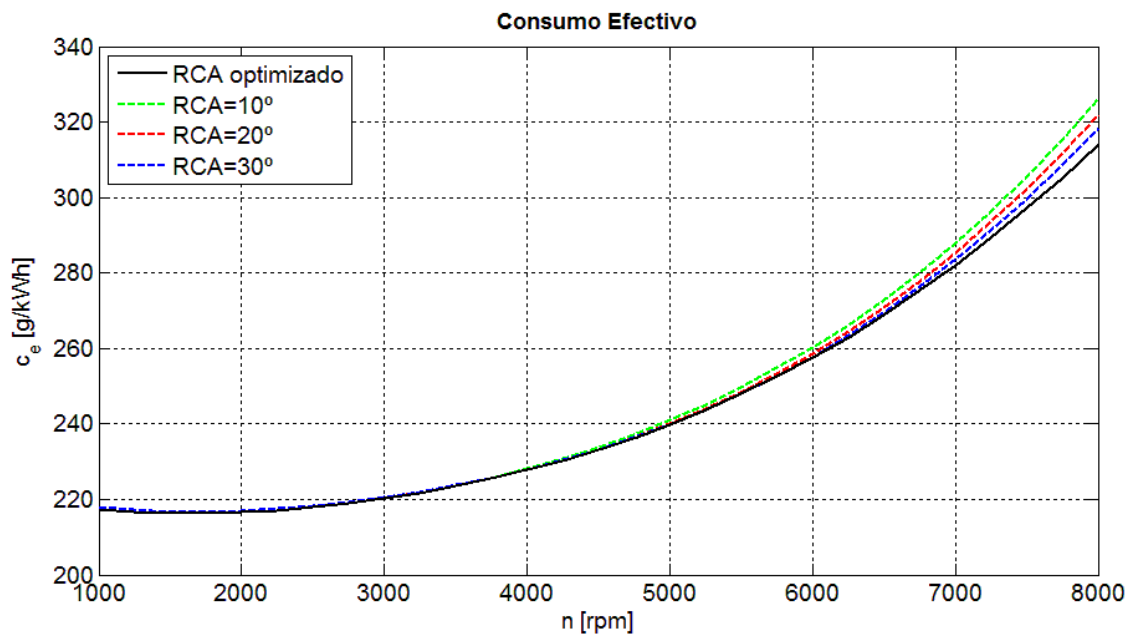


Fig. 3.20: Consumo efectivo del modelo optimizado

Sin embargo, en este caso, el valor mínimo del consumo específico se sitúa prácticamente en el mismo régimen de giro para todas las curvas, tanto las de RCA constante, como la del caso optimizado. Además, la diferencia en su valor no dista más de un 1 %. De hecho, se observa que, para bajas velocidades del motor, las curvas para los cuatro casos son casi coincidentes, y entre ellas, al igual que en el caso del valor mínimo, la distancia es menor a un 1%. Solo a partir de 5000 rpm se empieza a apreciar una distancia considerable entre las curvas, distanciándose del resto, la correspondiente al caso optimizado, cada vez más tarde según aumenta el RCA de las otras curvas. Es por ello que la mejora en el consumo efectivo del modelo optimizado frente al modelo de RCA constante se empieza a apreciar cada vez más según aumenta el régimen de giro.

No obstante todo lo dicho, probablemente lo más reseñable se encuentre en la curva de la potencia efectiva, ya que en ella residiría la mayor diferencia de la optimización. Como se puede observar a continuación, para regímenes de giro bajos, la potencia efectiva desarrollada en los cuatro casos es prácticamente la misma, aumentando en todos de manera lineal. Solo a partir de velocidades del motor medias-altas se empieza a apreciar una deriva respecto a esa hipotética asíntota, siendo menos acusada a medida que se aumenta el RCA, hasta el límite del caso optimizado.

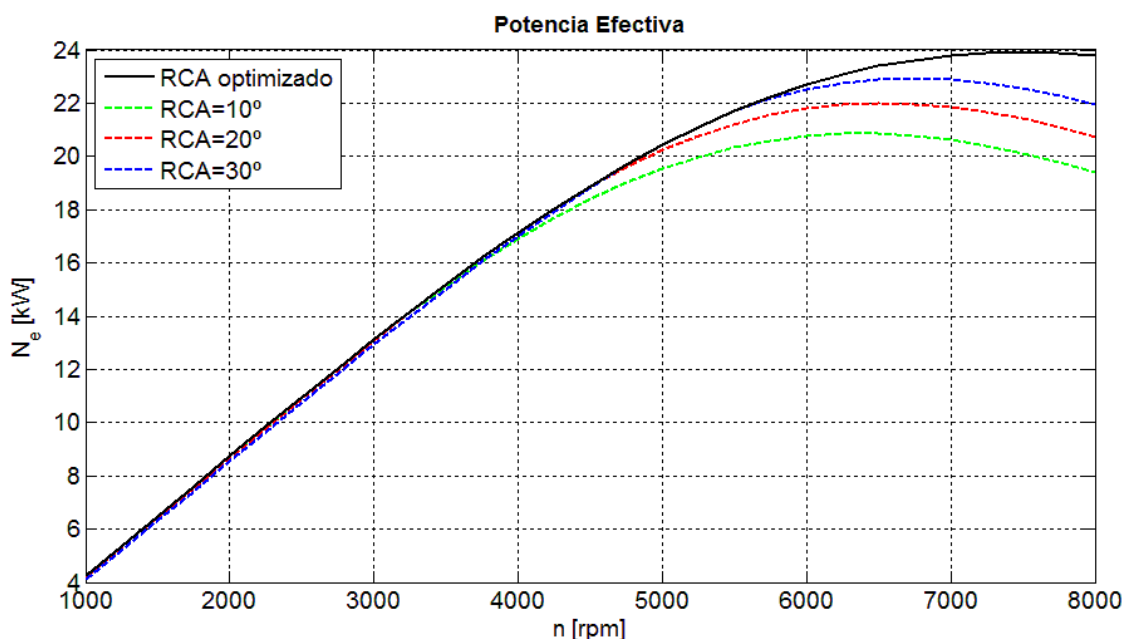


Fig. 3.21: Potencia efectiva del modelo optimizado

Sin embargo, la gran diferencia se encuentra en el punto de máxima potencia efectiva, el cual se encuentra en torno al mismo régimen del motor para los casos de RCA constante, pero que, para el caso optimizado, se ha desplazado considerablemente hacia velocidades mayores, ampliando el rango posible de trabajo en casi 1000 rpm. Este considerable aumento del régimen de giro en el cual se encuentra el punto de máxima potencia efectiva está originado por la diferencia que hay a altas velocidades entre la pendiente del PME en el caso optimizado y las pendientes de los casos de RCA constante descrita anteriormente.

7.2.- Resultados de la Optimización

Se muestra a continuación las curvas de prestaciones a plena carga para el caso del motor con RCA variable. Se presentarán en el mismo gráfico tanto las prestaciones del motor con RCA optimizado a plena carga, como las prestaciones del motor normal, en donde el valor de RCA, a plena carga, se mantenía fijo para todos los regímenes de

giro del motor. Con la unión de ambos grupos de prestaciones se busca mostrar las diferencias entre ellos y cuantificar la mejora relativa de las prestaciones en el motor optimizado para la plena carga respecto al motor con RCA constante.

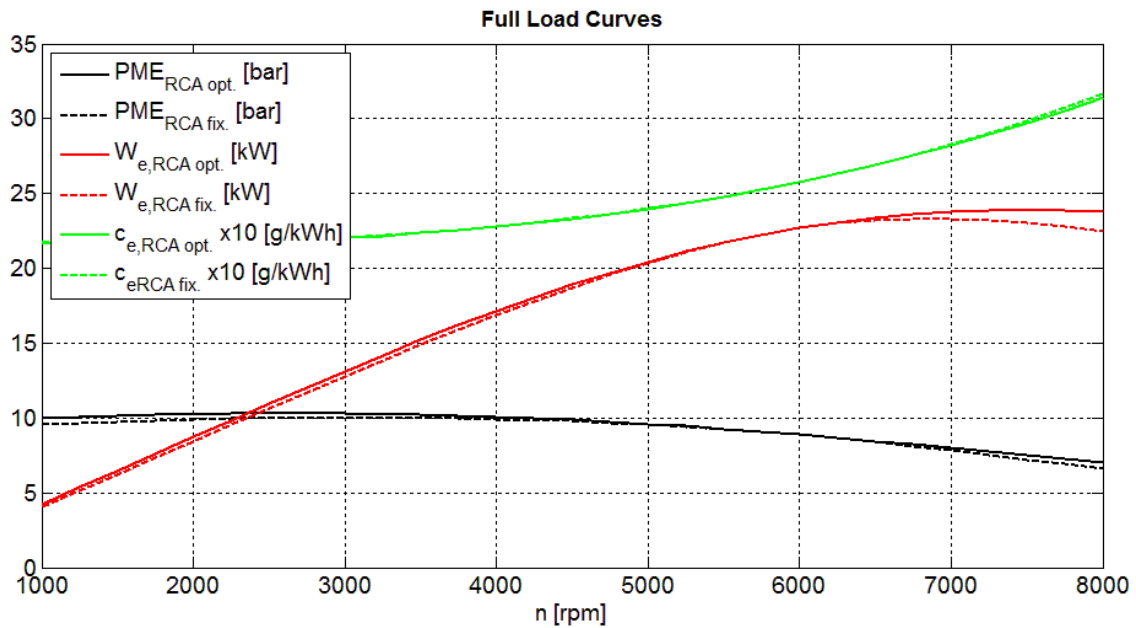


Fig. 3.22: Curvas de actuación a plena carga para RCA variable

Como se puede observar, existen diferencias entre las curvas del motor con RCA fijo y las del motor con RCA variable, aunque estas son bastante pequeñas. En el caso de las curvas de consumo efectivo, dicha diferencia es prácticamente nula, ya que son casi coincidentes en todos los regímenes del motor. En el caso de las otras dos prestaciones, se puede observar que cada par de curvas confluye en un mismo punto, en torno a las 6000rpm, mientras que se percibe cierta diferencia en el resto de regímenes del motor. Este fenómeno ocurre debido a que, a ese régimen de giro (concretamente a unos 5700rpm), el RCA óptimo del sistema variable coincide con el valor del RCA en el sistema fijo (RCA=35°), por lo que las prestaciones a ese régimen de giro han de ser iguales en ambos motores. Se observa que, a ambos lados de ese punto, las curvas correspondientes al sistema optimizado dan siempre un valor ligeramente superior a las del sistema de RCA fijo. Efectivamente, esa ligera mejora es lo que se pretendía al optimizar el valor del RCA. En los pares de curvas del consumo efectivo y del PME, el máximo se encuentra en torno a los mismos regímenes del motor, pero, en el caso de la potencia efectiva, dicho máximo se encuentra a mayores velocidades del motor en el caso optimizado que en el caso sin optimizar. Quizá esta sea la mayor ventaja obtenida, ya que, aparte de mejorar ligeramente los valores arrojados, el sistema optimizado permite la utilización del motor en un mayor rango de velocidad del motor.

Se muestra a continuación una tabla con los valores máximos de las tres prestaciones descritas para los dos sistemas que se están comparando, junto a la mejora relativa obtenida al pasar del sistema de RCA fijo al sistema de RCA variable.

	Valores RCA fijo	Valores RCA variable	Mejora Relativa
PME [bar]	10,03	10,3	2,7%
C _e [g/kWh]	217,35	216,3	0,35%
N _e [kW]	23,3	23,9	2,55%

Fig. 3.23: Valores obtenidos de las prestaciones a plena carga para RCA fijo y RCA optimizado

Como se puede comprobar, y ya se intuyó en el gráfico anterior, la mejora en el consumo específico es menor a un 0,5%, mientras que en las otras dos prestaciones la mejora es más de siete veces mayor, en torno a un dos y medio por ciento. Esta diferencia en la variación del consumo específico respecto a las de las otras dos prestaciones tiene que ver con el rendimiento volumétrico, tal y como se podrá ver con la ayuda del siguiente gráfico:

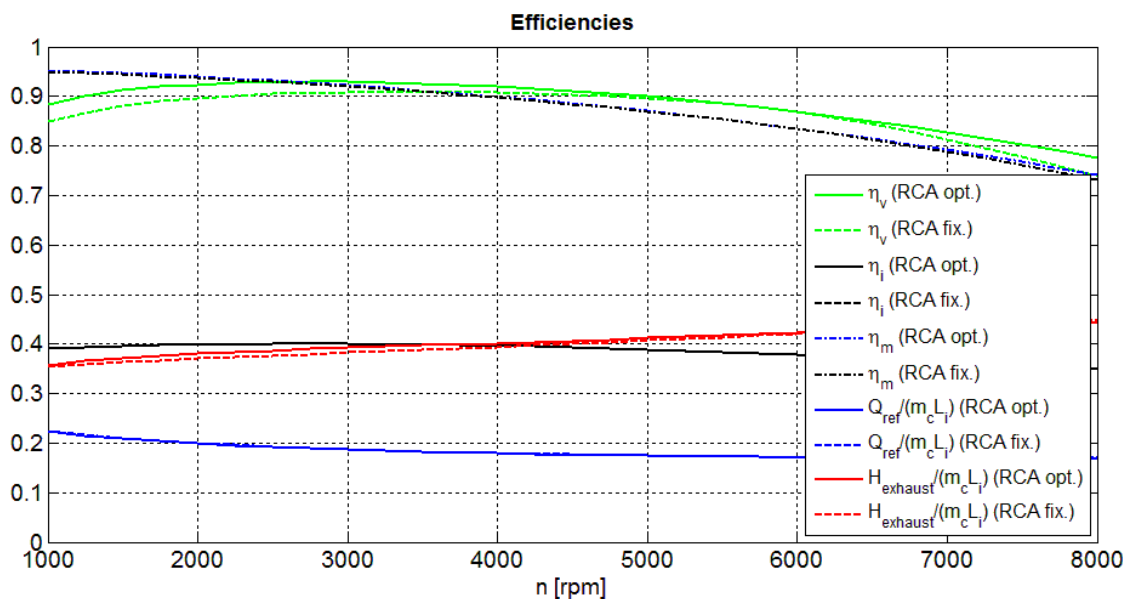


Fig. 3.24: Rendimientos correspondientes a plena carga para RCA variable

Como se puede observar, la principal diferencia entre ambos sistemas se encuentra en el rendimiento volumétrico, mientras que el resto de rendimientos son prácticamente iguales en ambos casos. Efectivamente, la optimización del RCA implica, principalmente, un aumento en la capacidad de llenado del cilindro. Este aumento, en casos como este, donde la proporción de combustible es siempre constante, implica también un aumento en la cantidad de combustible quemado en el cilindro, con lo que hace aumentar también el PME y la potencia efectiva. El casi imperceptible aumento del resto de rendimientos está propiciado también por ese aumento en el rendimiento volumétrico, aunque la diferencia que se observa en la entalpía de los gases de escape está propiciada más bien por errores de cálculo en el algoritmo.

Mirando las ecuaciones que relacionan las prestaciones de un motor con los rendimientos indicado, volumétrico y mecánico:

$$PME = \rho_{ad} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{vol} \cdot f_m \cdot PC; \quad c_e = \frac{1}{\eta_i \cdot \eta_m \cdot PC}$$

Se observa que, al contrario que el PME y la potencia efectiva, el consumo específico no depende del rendimiento volumétrico, si no, únicamente, del rendimiento efectivo. Es por eso que la mejora relativa de este es mucho menor que la de los otros dos. Estos últimos, al ser prestaciones extensivas (son proporcionales a la masa encerrada en el cilindro), dependen directamente del rendimiento volumétrico. Por ello, la mejora relativa en estas dos prestaciones es del mismo orden (aunque ligeramente mayor, por la influencia del rendimiento efectivo) que la mejora relativa en el rendimiento volumétrico.

Capítulo IV

Comparación Entre Varias Estrategias de Carga Parcial

Una vez definidas las características y prestaciones del motor base del estudio, se procede a realizar su comparación con distintas estrategias para la obtención de la carga parcial, todas ellas relacionadas con el proceso de renovación de la carga. Para su comparación, se van a realizar una serie de simulaciones, relacionadas con las distintas estrategias, y de las cuales, aquí se presentarán y describirán las distintas configuraciones de las mismas, además de los resultados obtenidos a través del algoritmo de cálculo, comparados estos con los obtenidos en el caso del motor base del estudio.

El primero de los ensayos trata de cuantificar las mejoras en las actuaciones del motor al acoplarle un grupo turbocompresor, respecto al mismo motor con aspiración atmosférica. Los dos ensayos subsiguientes se limitan a comparar las distintas estrategias de carga parcial, a saber: control mediante variación de la presión de admisión (motor base del estudio), y control mediante la variación del RCA, en el que se engloban dos sistemas, a priori, similares: *'Late Inlet Valve Closing'* y *'Early Inlet Valve Closing'*. A lo largo de estos dos últimos estudios comparativos, aparte de describir las diferencias observadas entre las estrategias a comparar en cada caso, se tratará también de establecer cuál de estas tres estrategias es la que arroja mejores prestaciones al aplicarlas al motor de estudio.

1.- Control por Mariposa: Sistema Turbo vs. Aspiración Atmosférica

Como se comentó anteriormente, en este primer ensayo se evalúan y cuantifican las diferencias en las actuaciones del motor entre un sistema de aspiración natural, el motor base, y otro sistema al cual se le ha acoplado en serie un grupo turbocompresor a la entrada del colector de admisión y a la salida del colector de escape. La carga parcial se regulará, en ambos casos, mediante la variación de la presión de admisión, sin variar la presión de escape, simulando el efecto de una mariposa estranguladora del caudal también en el sistema turboalimentado.

Como se vio en el segundo capítulo, las prestaciones del motor se calculan a partir de un balance energético que exclusivamente engloba al cilindro, por lo que el balance de energía de los colectores y del sistema turbocompresor quedaría fuera de este estudio. Debido a ello, se asumirá como hipótesis que la energía que poseen los gases de escape será siempre suficiente para mantener constante la relación de compresión en el compresor, independientemente del régimen de giro del motor.

1.1.- Datos de la Simulación

Como se describió en el capítulo anterior, tanto la geometría del motor y de las válvulas como el diagrama de distribución se mantendrán constantes en los dos motores de esta comparación, así, el motor turboalimentado, tendrá las mismas dimensiones que el motor base descrito en el capítulo anterior. Se variarán, entre ellos, únicamente las presiones de admisión y de escape.

En el caso del motor de aspiración natural, caso de nuestro motor base, ya se explicó en el apartado 1.2 del anterior capítulo los valores de presiones de admisión y escape que se van a utilizar. Para el caso del motor turboalimentado, las caídas de presión en ambos conductos son similares a las del motor de aspiración natural, por lo que se usarán las mismas estimaciones. En principio, la caída de presión en el colector de admisión sería ligeramente mayor, ya que habría que contabilizar la originada por un sistema ‘intercooler’, no obstante, se despreciará en esta comparación, ya que no es muy importante. Sin embargo, debido al efecto del compresor, ya no serán del orden de la presión atmosférica, sino de la presión a la salida del compresor y a la entrada de la turbina, las cuales se asumirán iguales. Para definir el aumento de presión en el compresor y, también en este caso, la caída de presión en la turbina, se recurre al concepto de relación de compresión, designada por π_c . La relación de compresión se define como la relación entre las presiones a la entrada y a la salida del compresor. Para motores de encendido provocado, como en este caso, la relación de compresión máxima admisible se encuentra en torno a 2,5 [4.1]. Dicho límite viene definido por el problema

de la detonación, por lo que, en estos casos, hay una fuerte influencia entre la relación de compresión del compresor y la relación de compresión geométrica del motor. En este caso, siendo conservadores, se optará por asignar a la relación de compresión un valor de 2. Con todo lo dicho, las presiones de escape y admisión asumidas para la plena carga en el caso del motor con turboalimentación son:

$$P_{es,tur} = (\pi_c + 0,1) \text{ atm} = 2,1 \cdot 101325 \text{ Pa}$$

$$P_{adm,tur} = (\pi_c - 0,05) \text{ atm} = 1,95 \cdot 101325 \text{ Pa}$$

En cuanto a la temperatura en las proximidades de la válvula de admisión, esta ya se definió en el segundo capítulo, asumiendo el calentamiento del aire a lo largo del conducto de admisión desde la temperatura ambiente y aplicando un sencillo modelo a la influencia que el régimen de giro del motor tiene en dicho calentamiento. Para el caso del motor turboalimentado, se utilizará el mismo dato para la temperatura de admisión. En este caso, sería como si se hubiera instalado un sistema refrigerador o ‘*intercooler*’ entre el compresor y la válvula de admisión. Esto haría aumentar la densidad del aire a la entrada de la admisión respecto a un sistema sin ‘*intercooler*’, ya que el proceso sufrido por los gases al atravesar el compresor dista mucho de ser isoterma (más bien se acercaría a un proceso adiabático) haciendo aumentar considerablemente la temperatura del fluido al tiempo que se aumenta la presión. En este caso, pues, más que una comparación entre un motor con turboalimentación y otro sin ella, se trata de descubrir la influencia que tiene la presión de admisión (sin variar ningún otro dato) en las prestaciones del ciclo. En principio, la temperatura de admisión también dependerá del estado de carga del motor ya que, según disminuye ésta, también disminuye la densidad del aire en el colector de admisión, haciendo que este alcance temperaturas mayores. Además, la propia apertura de la mariposa, aunque poco, también influye en dicha temperatura, ya que a medida que se cierra, aumenta la pérdida de carga en ella y la turbulencia en el fluido, aumentando así la energía cinética disipada en forma de energía térmica. No obstante, al no haber modelado el balance de energía del fluido en los colectores y para limitar el número de variables de que depende el estado de carga, la temperatura de admisión se mantendrá constante con este.

En ambos motores a comparar, la carga parcial se regula mediante el grado de apertura de la válvula de mariposa, lo que, en última instancia, hace variar la presión en las proximidades de la válvula de admisión. Ya que es esta la presión que maneja el algoritmo para su funcionamiento, este será el dato que se usará para la simulación de la carga parcial. Para ello se construirán un vector de presiones de admisión, en el cual, al igual que en el motor base, el rango de dichas presiones variará desde las correspondientes a la plena carga hasta presiones de admisión relativamente bajas, correspondientes a una posición casi cerrada de la mariposa. Con carácter preliminar, y considerándolo suficiente para todo el rango de la carga parcial, se elegirá como presión mínima de admisión la quinta parte de la presión a la salida del compresor. En el caso de la presión de escape, esta se mantiene constante a lo largo de todo el rango de

presiones de admisión, ya que el control de la carga parcial no hace variar las condiciones en el colector de escape, puesto que solo se incide en el colector de admisión. Con todo esto, el rango de presión de admisión a utilizar en el modelado de la carga parcial del sistema turboalimentado es:

$$P_{adm,tur} \in [0,2\pi_c ; \pi_c - 0,05] atm$$

Una vez descritos los datos necesarios para este ensayo, aparte de los geométricos o de distribución (explicados estos en el capítulo anterior), se mostrarán, a continuación, los resultados obtenidos mediante el algoritmo de cálculo para las prestaciones de los ‘motores’ objeto de estudio. Los resultados se presentarán en forma de gráficos, en los que se superpondrán las propiedades correspondientes a ambos motores.

1.2.- Prestaciones a Plena Carga

Se mostrarán, en este apartado, dos gráficos correspondientes a las prestaciones para la plena carga de los motores objetos de la comparación, es decir, el motor base, definido en el capítulo anterior y un motor turboalimentado, con la misma geometría y distribución que el motor base. En el primero de ellos aparecen los parámetros efectivos más característicos del funcionamiento del motor: PME, potencia efectiva y consumo efectivo; y en el segundo se muestran diversos rendimientos: el rendimiento mecánico obtenido mediante el modelo de cálculo presentado en el capítulo anterior, el rendimiento volumétrico y el rendimiento indicado del ciclo, y los rendimientos energéticos relativos a la pérdida de calor a través de las paredes y a la entalpía asociada a los gases expulsados en el escape.

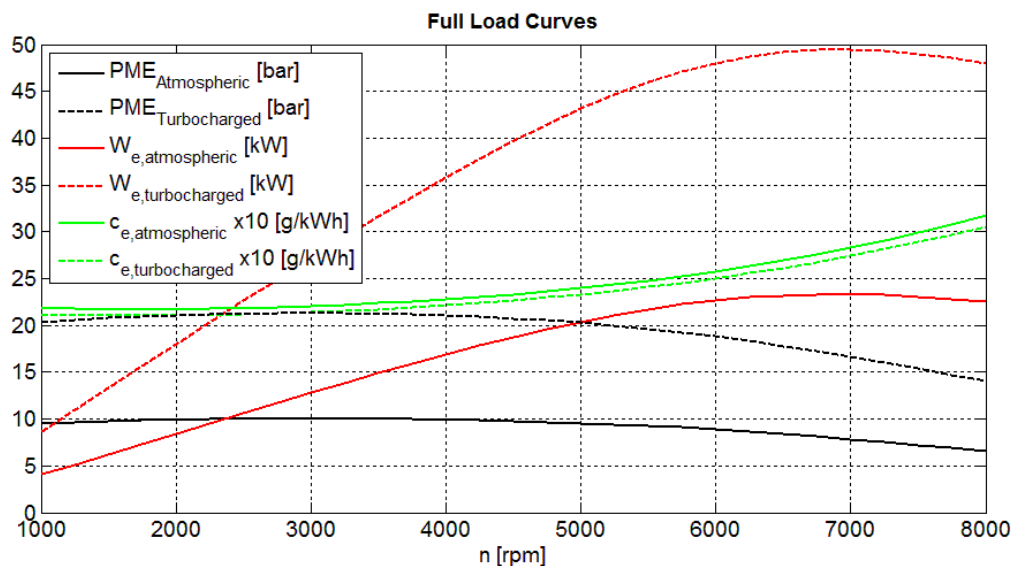


Fig. 4.1: Curvas de actuación a plena carga para los casos atmosférico y turboalimentado

Como se puede observar en este primer gráfico para las prestaciones a plena carga, tanto la curva de PME como la de potencia efectiva, en el caso del motor turboalimentado, tienen valores ligeramente mayores al doble de los valores correspondientes al caso del motor de aspiración atmosférica (recordemos que la relación de compresión del compresor se fijó en dos), oscilando estos valores entre 2,04 a 1000rpm y 2,026 a 8000rpm. Según la ecuación que relaciona la presión media efectiva con otros parámetros de funcionamiento del motor:

$$PME = \rho_{ad} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{vol} \cdot f_m \cdot PC$$

Si se suponen constantes, entre ambos casos de estudio, todos los parámetros menos las densidades del aire en la admisión, el PME del motor turboalimentado será ligeramente menor al doble del PME del motor atmosférico. Al haber supuesto constantes las pérdidas de carga en la admisión en ambos casos, la relación real entre sendas densidades de admisión en la plena carga será:

$$\frac{\rho_{ad,tur}}{\rho_{ad,atm}} = \frac{2,1}{1,1} = 1,91$$

Por lo que, manteniendo constantes el resto de parámetros, esta relación sería la misma que tendrían para el PME en ambos casos. Los dos últimos factores de la ecuación son constantes en ambos casos, ya que dependen del combustible, por lo que la diferencia entre este valor y el observado en la gráfica, que es siempre ligeramente mayor que dos, se deberá a la variación de los otros tres factores, correspondientes a diferentes rendimientos, las cuales se verán más adelante.

Respecto al consumo efectivo a plena carga, se observa una ligera mejora en el caso del motor turboalimentado, que oscila entre un 1,84% a bajas vueltas y un 1,27% a altos regímenes. Esta mejora debe estar originada por un aumento del rendimiento indicado y del rendimiento mecánico.

A continuación se presenta el gráfico que muestra los distintos rendimientos asociados a la plena carga de los motores, así como los flujos energéticos relativos a la energía almacenada en la masa de combustible introducida al cilindro. Dichos flujos corresponden a las pérdidas térmicas a través de las paredes y a la entalpía asociada a los gases de escape, aunque el rendimiento indicado también podría ser englobado en los flujos energéticos, ya que corresponde al trabajo mecánico de salida relativo a la energía almacenada en el combustible introducido.

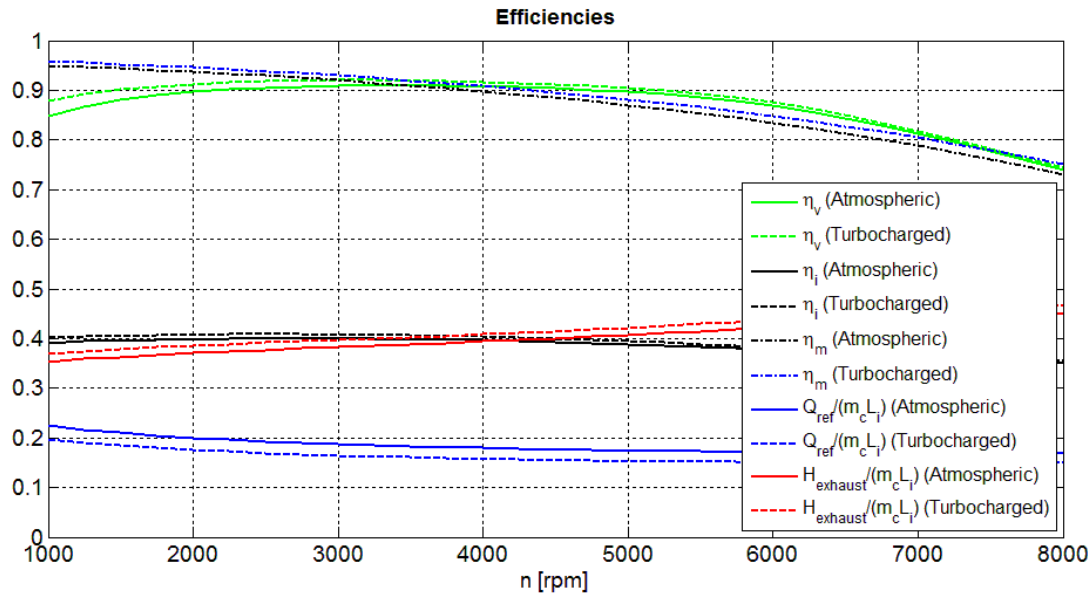


Fig. 4.2: Rendimientos correspondientes a plena carga para los casos atmosférico y turboalimentado

Empezando por los rendimientos mecánicos, representados por las líneas de rayas y puntos, se puede observar cómo es mayor en el caso del motor turboalimentado, aumentando la diferencia según aumenta el régimen de giro. Como se comentó en el capítulo anterior, el modelo del rendimiento mecánico depende únicamente del régimen de giro y del PMI, adimensionalizado con la presión de escape. La diferencia en los rendimientos mecánicos viene originada, pues, por una diferencia en el valor del PMI adimensionalizado, obteniéndose en el motor turboalimentado mayor proporción de PMI relativo a la presión de escape. Esto hace pensar que la variación en el PME, comentada anteriormente, no solo depende del rendimiento mecánico, sino que, probablemente, también haya un aumento en los otros dos rendimientos, tanto en el volumétrico como en el indicado.

Se puede constatar en el gráfico que el rendimiento volumétrico, representado con líneas verdes, es también mayor en el caso del motor turboalimentado que en el caso del motor de aspiración natural, disminuyendo dicha diferencia a medida que aumenta el régimen de giro. Se eligió, para adimensionalizar el rendimiento volumétrico, la densidad de los gases en la admisión, por lo que no hay influencia directa de la presión de admisión en el rendimiento volumétrico. La diferencia en el rendimiento volumétrico se produce, sin embargo, por la diferencia entre ambos casos de la relación entre la presión de admisión y la presión de escape; tiene relación, pues, con el flujo inverso en el cruce de válvulas. Así, en el caso del motor turboalimentado, la relación entre la presión de admisión y la de escape es mayor, haciendo que el flujo inverso en el cruce de válvulas sea menor, lo que hace aumentar, en última instancia, el rendimiento volumétrico. Además, debido a esa mayor relación, la posibilidad de tener bloqueo sónico en las válvulas disminuye. La forma en que varía el rendimiento volumétrico con el régimen de giro se explicará más adelante en el apartado de optimización.

En el caso de los flujos energéticos, la diferencia más reseñable entre ambos ‘motores’ se encuentra en el calor perdido por las paredes, el cual, en relación a la energía disponible, es en torno a un 11% menor en el motor turboalimentado, por lo que ‘...podríamos decir que el motor se hace más adiabático’ [4.2]. Se aprecia, también, que ese defecto en el calor perdido por las paredes hace aumentar principalmente la entalpía asociada a los gases de escape, y, en menor medida, al rendimiento indicado, como ya se explicó en el segundo capítulo. Por tanto, se observa que en el aumento del PME participan los tres rendimientos, el indicado, el volumétrico y el mecánico.

1.3.- Prestaciones a Carga Parcial

Se muestra a continuación el mapa de consumo efectivo a carga parcial, representado frente al régimen de giro y al PME, adimensionalizado este con la presión de escape. En este caso, se adimensionaliza el PME para equiparar el grado de carga parcial, situando sendos niveles en lugares cercanos en el gráfico, aunque no hay que olvidar que el rango de PME que es capaz de ofrecer el motor turboalimentado es mucho mayor que en del motor de aspiración natural.

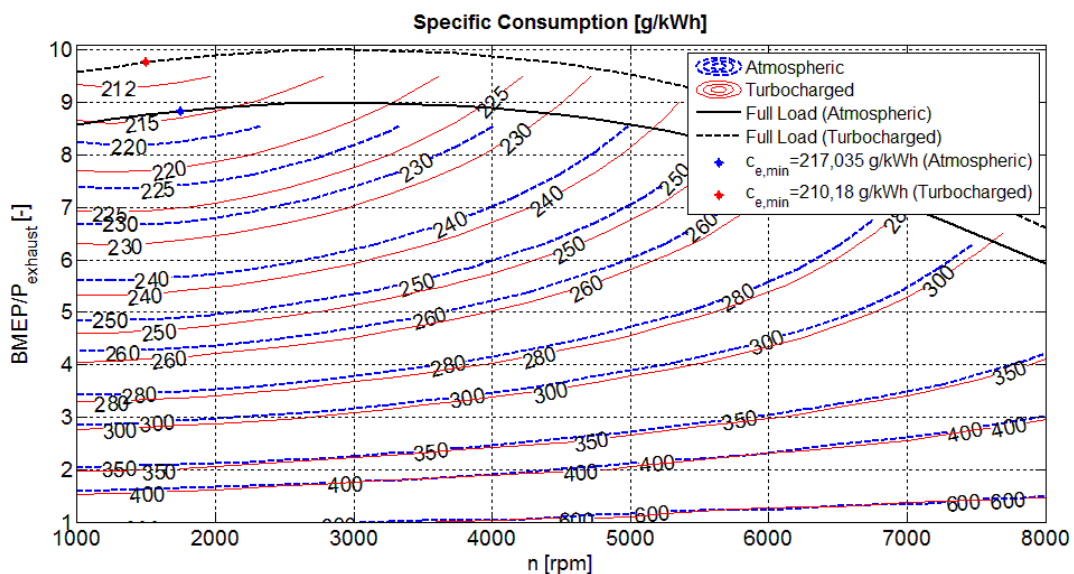


Fig. 4.3: Consumo específico a carga parcial para los casos atmosférico y turboalimentado

Como se comentó anteriormente, el consumo efectivo a plena carga es menor en el caso del motor turboalimentado. Además, los polos económicos se encuentran, en ambos casos, sobre sendas curvas de PME a plena carga. Esto es debido a que el motor opera con el mismo dosado (el estequiométrico) para todo el régimen de carga, lo que hace que la conversión de energía química en trabajo se haga más efectiva según aumenta la densidad de los gases en la admisión [4.3]. Se observa también que dichos polos económicos se encuentran a bajos regímenes de giro, siendo menor el

correspondiente al motor turboalimentado. Ambos polos económicos, al estar entre 1500rpm y 2000rpm, entrarían dentro del rango de uso habitual de un motor en automoción.

En cuanto al consumo efectivo a carga parcial, se aprecia que la mayor mejora entre ambos casos (turboalimentado y aspiración natural), la cual es de alrededor del 3%, se obtiene en torno al polo económico. Dicha mejora disminuye según disminuye el grado de carga o según aumenta el régimen de giro, hasta el punto de no encontrar mejora alguna para bajos estados de carga y altos regímenes. Sin embargo, hay que tener en cuenta que el PME obtenido para niveles de carga similares es bastante mayor en el motor turboalimentado que en el de aspiración atmosférica (en torno al doble), por lo que, para obtener el mismo PME en ambos casos, el motor turboalimentado tiene que trabajar a niveles de carga mucho menores que el motor de aspiración natural, obteniendo en esos casos un consumo efectivo mucho mayor.

Como se ha podido comprobar, la estrategia de emplear parte de la entalpía de los gases de escape (que, de otra manera, se expulsarían sin ser aprovechados) para comprimir el aire fresco a la entrada de la admisión, previamente a la mezcla con el combustible, reporta ciertos beneficios. El más evidente es el aumento de la presión media y la potencia efectivas gracias a la capacidad de quemar mayor cantidad de combustible en la misma cilindrada, lo que resulta en un mayor aprovechamiento del tamaño del motor. También se obtiene una mejora en el consumo específico en la zona cercana a la plena carga.

Sin embargo, a bajos niveles de carga y arrojando ambos motores el mismo valor de PME, es el motor turboalimentado el que más consume, siendo entonces una mala opción para hacerle trabajar a bajos niveles de carga. No obstante hay que recordar que la relación de compresión del turbocompresor se ha supuesto constante en todo el rango de carga parcial. Esto no refleja bien la realidad, ya que, a bajos niveles de carga, la capacidad de obtener trabajo de los gases de escape es muy pequeña, lo que impide que el compresor trabaje en buenas condiciones, comprimiendo apenas los gases frescos de la admisión. Es por ello que los datos arrojados por el modelo del turbocompresor para bajos grados de carga no serían un buen reflejo de los que arroja un motor turboalimentado real. Probablemente, en estos casos, los valores del consumo efectivo sean muy parecidos a los del motor de aspiración natural. No obstante, esta variabilidad descrita, y la determinación de los límites de las actuaciones del sistema turbocompresor quedan fuera del alcance de este estudio, por eso se consideran constantes para todo el régimen de trabajo del motor.

Se presenta a continuación un gráfico que muestra el grado de EGR interno en todo el rango de trabajo del motor, es decir, la proporción de gases residuales encerrados en el cilindro durante el proceso de renovación de la carga. Con este gráfico se puede realizar una pequeña aproximación cualitativa sobre las emisiones de óxidos de nitrógeno o, al menos, de los formados por procesos térmicos.

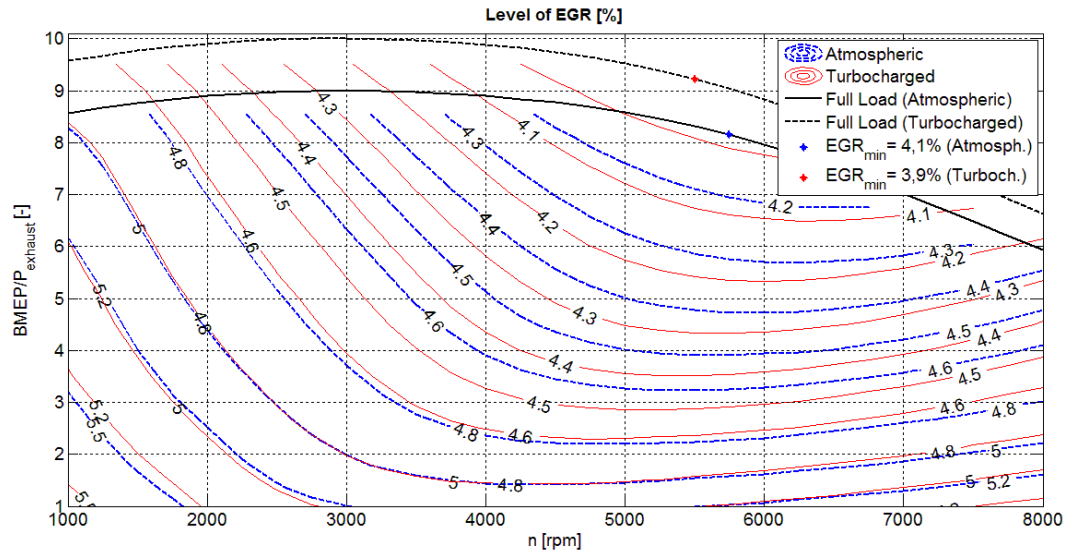


Fig. 4.4: Proporción de gases residuales para los casos atmosférico y turboalimentado

Como se puede observar, la forma en que varía la proporción de gases residuales es igual en ambos casos, encontrando un punto mínimo a plena carga y a alto régimen de giro. A partir de sendos puntos, el nivel de EGR aumenta si disminuye el régimen del motor o el grado de carga, o ambos. Sin embargo, se observa que el nivel de EGR interno es siempre mayor en el caso atmosférico para todo el rango de trabajo. Esto haría pensar que el motor turboalimentado emitiría más cantidad de NO_x , pero, al igual que se explicó antes, el grado de EGR interno en el sistema turboalimentado es mayor que en el atmosférico si los comparamos a igual PME, por lo que realmente emitiría menor cantidad de NO_x que el motor e aspiración natural. No obstante, la diferencia entre los valores de EGR interno en un sistema y en otro es tan pequeña que la mejora en las emisiones de NO_x será casi imperceptible.

2.- Sistema ‘Late Inlet Valve Closing’

En este segundo ensayo se van a comparar dos estrategias distintas para la obtención de la carga parcial. La primera de ellas es la que controla el nivel de carga mediante una válvula de mariposa que estrangula el flujo de aire hacia la admisión (nuestro motor base), y la segunda de las estrategias, como su propio nombre indica, controla el nivel de carga mediante el retraso paulatino del ángulo de cierre de la válvula de admisión. Se describirá, además, la influencia que tiene el sistema ‘LIVC’ en el flujo a través de las válvulas, explicando los fundamentos que hay detrás del control

de la carga mediante este sistema, además de describir la relación que tiene el valor del RCA con el grado de carga.

Como se puede deducir del propósito inicial, la comparación de ambos sistemas se realiza en el caso de la carga parcial. Así pues, para la buena comparación de las prestaciones a carga parcial, se decide que las condiciones de funcionamiento a plena carga de ambos motores objeto de estudio han de ser iguales.

2.1.- Influencia en el Proceso de Renovación de la Carga

Se describe a continuación la influencia que en el flujo a través de las válvulas tiene el retraso del RCA, y, por tanto, el fundamento de alargar el tiempo de apertura de la admisión como control de carga, como en los sistemas '*Late Inlet Valve Closing (LIVC)*'. A tal efecto se adjunta un gráfico que lo ilustra:

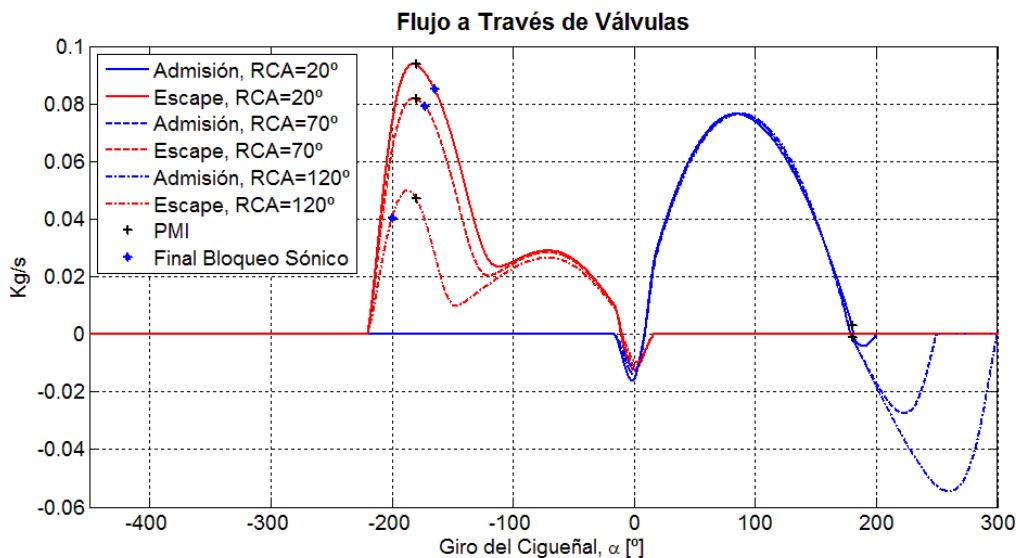


Fig. 4.5: Gráfico del flujo a través de las válvulas para distintos grados de carga (sistema '*LIVC*')

Como se puede comprobar, su forma para ambas válvulas, a grandes rasgos es igual que los gráficos mostrados anteriormente, por lo que las descripciones y explicaciones vertidas sobre aquellos son igualmente válidas para estos. Lo único, matizar cómo, en la válvula de escape, la fase de escape libre disminuye, en tiempo y magnitud, cada vez más rápido para grados de carga menores.

Sin embargo, lo aquí reseñable se encuentra en el proceso de admisión, ya que, tal y como se puede observar, desde el PMS y hasta el PMI, los tres flujos son coincidentes, por lo que en ese tramo los tres admiten la misma cantidad de fluido aire fresco carburado al cilindro, y solo antes y después de estos puntos, respectivamente, se encuentran las diferencias entre ellos. Al inicio de la admisión, esa deriva se debe a la

diferencia de densidad, e influye en la cantidad de gases residuales atrapados en el cilindro. Desde el PMI hasta el RCA, donde hay flujo inverso del cilindro a la admisión, se halla el fundamento para la obtención de la carga parcial, pues, como se observa, esta se consigue permitiendo la expulsión de cada vez mayor cantidad de fluido de trabajo mediante el retraso paulatino del RCA. Como se ve, esta estrategia tiene una característica relacionada con la carga parcial, ya que el trabajo de bombeo disminuye según disminuye el grado de carga. Esto es debido a que, a bajas cargas, se consume el mismo trabajo aspirando el gas hacia el cilindro, ya que siempre tiene la misma densidad, pero, cuando el pistón empieza a ascender, este emplea más trabajo en comprimir el gas, si la válvula de admisión se ha cerrado ya, que en volver a expulsarlo hacia el colector de admisión, si la válvula sigue abierta. No obstante, la disminución en el trabajo de bombeo según aumenta el RCA no es muy significativa. Se puede ver una comprobación gráfica sobre lo comentado del trabajo de bombeo en el siguiente diagrama P-V logarítmico, de un motor trabajado a 3000rpm y para tres valores del RCA:

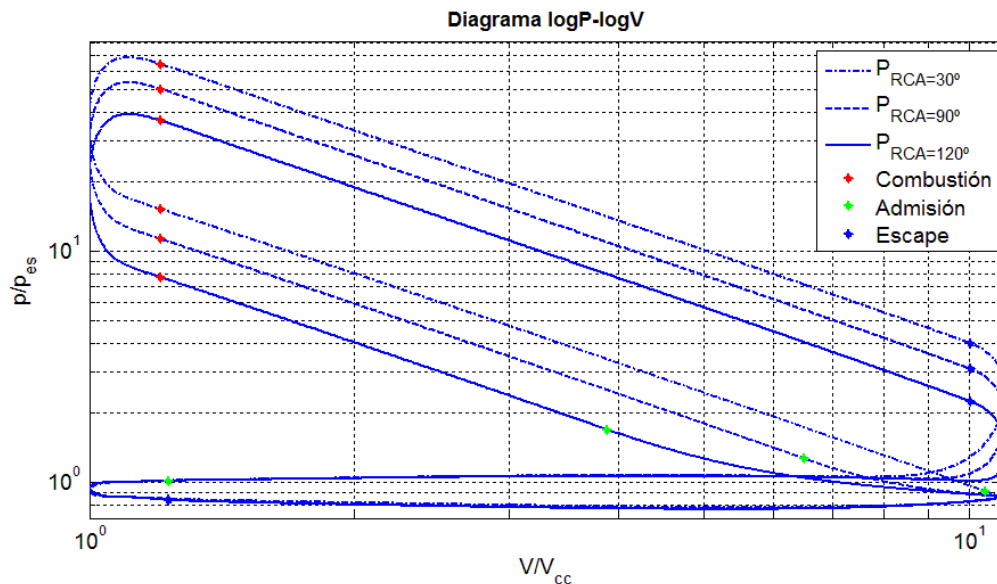


Fig. 4.6: Diagrama P-V logarítmico para distintos grados de carga (sistema 'LIVC')

En cuanto a la proporción de residuales, el hecho de admitir la misma cantidad de aire fresco carburado en todos los grados de carga, y expulsar, a posteriori, el fluido sobrante, hace que esta varíe bastante poco con el grado de carga.

2.2.- Datos de la Simulación

Para empezar, y tal como ocurría en el apartado anterior, la cilindrada, las dimensiones de las válvulas y los ángulos de la distribución (salvo el RCA) serán iguales en ambos motores a comparar. Dichos valores se encuentran reflejados en el capítulo anterior, en la descripción del motor base. También serán iguales la presión de escape y la temperatura de admisión. En el caso de plena carga, para conseguir que las prestaciones de ambos motores coincidan, serán también iguales las variables con las que se controlará la carga parcial en el algoritmo, es decir, la presión de admisión y el retraso al cierre de la admisión. Los valores para la temperatura de admisión se describieron en el apartado sobre el ciclo de renovación de la carga. Los valores correspondientes a las condiciones a plena carga de los otros tres datos son:

$$P_{es} = 1,1 \text{ atm}; \quad P_{ad} = 0,95 \text{ atm}; \quad RCA = 35^\circ;$$

Para la modelización de la carga parcial mediante el sistema '*Late Inlet Valve Closing*', esta se obtendrá variando el RCA a valores mayores que el correspondiente a plena carga. El máximo rango posible, en este caso, estará limitado por el máximo valor que puede alcanzar el RCA. Teóricamente, el punto más tardío en el cual se puede cerrar la válvula de admisión es inmediatamente antes del avance al encendido. Bajo esta condición no existiría prácticamente compresión efectiva, por lo que el nivel de carga parcial esperado sería bastante bajo, y en consecuencia, adecuado. El punto más tardío de cierre de la admisión que admite el algoritmo construido es el correspondiente a 10° de giro de cigüeñal antes del avance al encendido. El valor de RCA máximo en este caso será, pues:

$$RCA_{max} = 180^\circ - 10^\circ - AE = 155^\circ$$

El rango de RCA disponible para el control de carga se encuentra, pues, entre el correspondiente a la plena carga ($RCA=35^\circ$) y el máximo admisible. Estos dos valores arrojan un rango disponible de 120° de giro del cigüeñal. Se discutirá más adelante si este rango es suficiente para todo el rango de carga parcial.

2.3.- Control de la Carga Parcial

Dado que ya se describió en el ensayo anterior la relación del nivel de carga con la presión de admisión, en este apartado se estudiará únicamente el caso del control de carga mediante el retraso del RCA. Se describirá la relación que existe entre estos dos parámetros, además de estudiar el rango de carga parcial que se puede obtener con el rango de variación del RCA que se describió al principio de este apartado, que es el máximo rango que permite la distribución. Para ello se muestra a continuación el

grafico que relaciona el nivel de carga con el RCA, calculado como la relación del par motor obtenido respecto al relativo a plena carga al mismo régimen de giro, para distintas velocidades del motor:

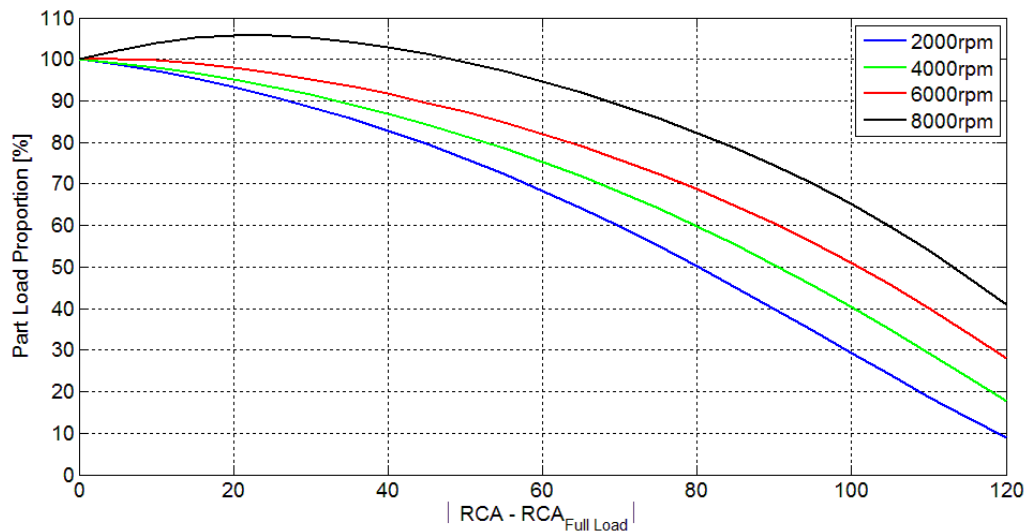


Fig. 4.7: Evolución del grado de carga para el control mediante sistema 'LIVC': RCA fijo

Lo primero y más reseñable que se observa es que, mientras que para bajos y medios regímenes de giro la curva es claramente descendente según aumenta el RCA desde el relativo a la plena carga, la curva referente a 8000rpm presenta todavía un aumento de PME a valores del RCA ligeramente superiores al relativo a la plena carga. Este hecho haría difícil implementar un sistema que controle la carga parcial mediante el retraso paulatino del RCA, ya que, al haber dos puntos con el mismo valor de PME, en estados de carga cercanos a la plena carga se necesitaría un RCA bastante grande, habiendo un salto brusco en el RCA desde la plena carga hasta estados inmediatamente inferiores. Este aumento extra en el PME hace indicar que el RCA que optimiza el PME a altas vueltas es mayor que el RCA asociado a la plena carga, por lo que se solucionaría aumentando el RCA de plena carga por encima del óptimo. No obstante este problema no aparece hasta regímenes superiores a 6000rpm, por lo que también se solucionaría el problema limitando el régimen máximo del motor a este valor. Otra solución posible sería montar un sistema que variase el RCA a plena carga de manera que se optimice el PME para cada régimen del motor, así se aseguraría que la plena carga se corresponda con el mayor valor de PME posible a cada régimen del motor. Sobre esta última solución, se ampliará el concepto en el siguiente apartado.

Respecto al nivel de carga mínimo posible con el rango de RCA definido, se observa que este aumenta con el régimen de giro, obteniéndose un nivel del 10% a 1000rpm y aumentando hasta un nivel del 28% a 6000rpm. A 8000rpm se obtiene un nivel algo superior al 40%, aunque no supone mucho problema, ya que es muy improbable que el motor trabaje a esa velocidad tan alta y a niveles de carga inferiores a este. Se observa cómo ese aumento en el mínimo nivel de carga posible es bastante

acusado en todo el rango del motor. No obstante, en el rango de velocidades habituales de un motor, entre 1000rpm y 3000rpm, el nivel de carga mínimo obtenido es inferior al 15%, por lo que asegura un rango bastante amplio en el control de carga, similar al que se puede obtener con un sistema de válvula de mariposa. En los eventuales casos de demandar un menor nivel de carga al alcanzable por el sistema ‘LIVC’ a medios regímenes de giro, se podría solventar fácilmente mediante el control de una válvula de EGR, externa al cilindro y que conecte el colector de escape con el de admisión.

2.4.- Prestaciones a Carga Parcial

Para el estudio de las prestaciones a carga parcial, se muestra a continuación el campo escalar del consumo efectivo en todo el rango de carga parcial, representado frente al régimen de giro y al PME. Al igual que pasaba con el motor base, el polo económico se encuentra en la curva de plena carga debido al dosado constante, por lo que, como las prestaciones a plena carga son iguales en ambos casos, ambos sistemas comparten el polo económico y el valor de mínimo consumo efectivo.

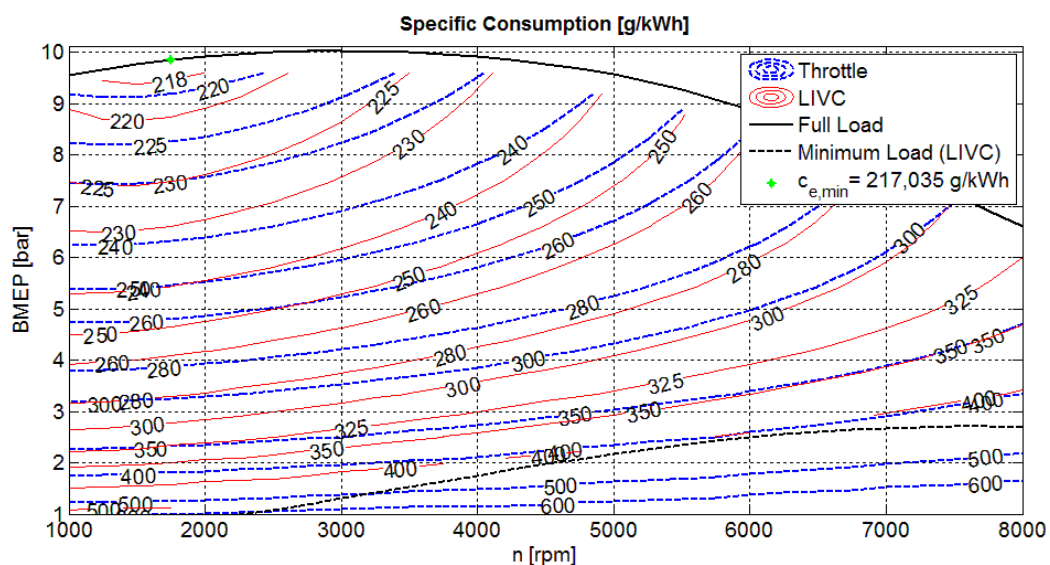


Fig. 4.8: Consumo efectivo a carga parcial para ‘LIVC’ y mariposa

Lo primero que se observa en el gráfico es la concordancia de ambos sistemas con el consumo a plena carga, ya que las líneas de isoconsumo confluyen en los mismos puntos sobre la curva de plena carga en ambos casos. Se observa también que las líneas de isoconsumo con el mismo valor se van separando entre sí según nos alejamos del punto de confluencia en la curva de plena carga, obteniéndose la máxima separación a bajos regímenes de giro, concretamente dentro del rango que hay entre 1000rpm (mínimo regimen de giro) y 1750rpm (regimen de giro del mínimo consumo a plena carga).

En cuanto a los valores del consumo efectivo, se comprueba que, con carácter general, el sistema ‘LIVC’ arroja menores valores que el sistema de mariposa en todo el rango de carga y de régimen de giro. Como se comentó anteriormente, los mayores ahorros se obtienen a bajos regímenes de giro, concretamente en el rango de trabajo habitual de los motores de automoción. Se observa también que, a diferencia que en el sistema tubalimentado, en el sistema ‘LIVC’ el ahorro en el consumo efectivo es nulo a plena carga, pero va aumentando según disminuye el nivel de carga, de tal manera que a 1500rpm, por ejemplo, se obtiene un ahorro del 2% a un nivel de carga del 70%, ahorro que aumenta al 7% si el nivel de carga disminuye hasta el 21,5%.

Como se puede comprobar, el uso del sistema ‘LIVC’ para el control de carga es más eficiente que el sistema tradicional de mariposa, para todo el rango de carga disponible, en cuanto a consumo de combustible se refiere. Además, cuanto menor es el nivel de carga, mayor es la ventaja en el uso del sistema ‘LIVC’. Sin embargo, como se puede observar en el gráfico, con el rango disponible para la variación del RCA (120°), no se consigue llegar a los niveles más bajos de carga a medias y altas velocidades del motor. No obstante, como ya se dijo, ese problema puede ser fácilmente solucionado mediante su uso conjunto con otros métodos de control de carga, como la válvula de EGR externo, o incluso el uso extra de una válvula de mariposa.

Se presenta a continuación un gráfico que muestra la tasa de gases residuales encerrados en todo el rango de trabajo del motor. Representa, pues, el nivel de EGR interno del motor. Con este gráfico se puede realizar una pequeña aproximación cualitativa sobre las emisiones de óxidos de nitrógeno o, al menos, de los formados por procesos térmicos.

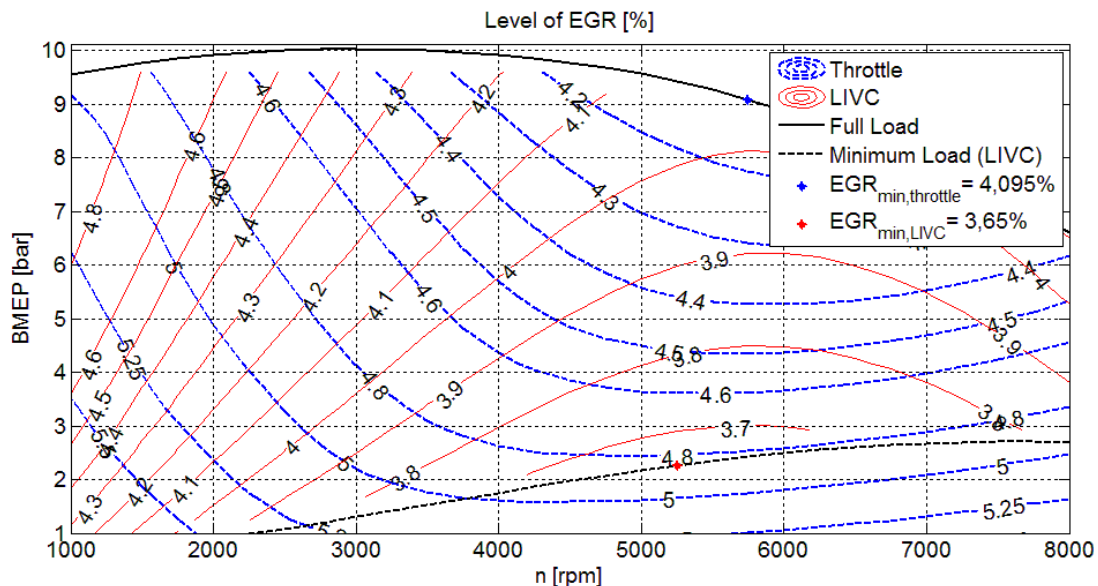


Fig. 4.9: Proporción de gases residuales para ‘LIVC’ y mariposa

Como se observa en el gráfico, la forma en que varía el nivel de EGR interno a lo largo de todo el rango de trabajo es completamente distinta en ambas estrategias de

control de la carga. No obstante, al igual que pasaba en el caso del consumo específico, se puede comprobar cómo las isolíneas de ambos sistemas con el mismo valor confluyen en el mismo punto de la curva de plena carga. Como ya se comentó en el anterior apartado, el sistema de mariposa presenta el mínimo valor de EGR interno a 5750rpm y en condiciones de plena carga. La proporción de gases residuales aumenta, pues, según disminuye el régimen de giro o el nivel de carga parcial, o ambos.

En el caso del sistema '*LIVC*', el valor mínimo de EGR interno se encuentra a 5250rpm y en condiciones de mínima carga, lo que hace pensar que su valor sería menor si se pudiera disminuir aún más el mínimo nivel de carga posible. La tasa de residuales aumentaría, en este caso, cada vez que disminuya el régimen de giro o aumente el nivel de carga. Se puede observar también que el nivel de EGR es siempre menor en el sistema '*LIVC*' para todo el rango de trabajo del motor. Esto indica que el sistema '*LIVC*', con carácter general, emitiría mayores cantidades de NO_x que el sistema de mariposa en todo el rango de trabajo del motor, aunque la diferencia no sería muy significativa, dado a la relativa cercanía de los valores, siendo el caso más extremo a bajos regímenes de giro y niveles de carga, en donde el valores varían del 4% del sistema '*LIVC*' al 5,5% del motor base, con control mediante mariposa.

3.- Sistema '*Early Inlet Valve Closing*'

En este último apartado se compararán las dos estrategias de carga parcial consistentes en la variación del valor del retraso al cierre de la admisión (RCA). La primera de ellas, el sistema '*Late Inlet Valve Closing*', la cual ya se comparó con el motor base en el apartado anterior, se basa en el retraso paulatino del cierre de la válvula de admisión, poseyendo, en estos casos, valores del RCA mayores que el correspondiente a la plena carga. El otro sistema, llamado '*Early Inlet Valve Closing*', se basa en el adelanto paulatino del cierre de la admisión, incluso a momentos anteriores al punto muerto inferior, disminuyendo así el tiempo angular en el que permanece abierta la válvula de admisión. Los valores del RCA, en estos casos, serán menores que los correspondientes a la plena carga, adquiriendo incluso valores negativos, asociados estos al cierre de la válvula en momentos anteriores al PMI. . Se describirá, además, la influencia que tiene el sistema '*EIVC*' en el flujo a través de las válvulas, explicando los fundamentos que hay detrás del control de la carga mediante este sistema, además de describir la relación que tiene el valor del RCA con el grado de carga.

Dados los problemas encontrados en el control de la carga parcial para altos regímenes de giro en el apartado anterior y, con el fin de obtener las mismas prestaciones a plena carga en los dos casos del siguiente ensayo, se utilizará aquí la configuración de RCA variable para la optimización del rendimiento volumétrico que se

describió en el último apartado del capítulo anterior. Así, los valores de RCA asociados a la plena carga, aunque variables con el régimen de giro del motor, serán iguales para ambos sistemas a estudiar, por lo que, al igual que en el apartado anterior, las curvas de prestaciones a plena carga también serán coincidentes en ambos sistemas. De esta manera, se podrán apreciar mejor las diferencias que entre estas estrategias de control de carga pueda haber en los casos de carga parcial.

3.1.- Influencia en el Proceso de Renovación de la Carga

Se describe a continuación la influencia que este sistema tiene en el flujo a través de las válvulas y, por tanto, el fundamento de disminuir paulatinamente el RCA por detrás del PMI para el control de carga, como en los sistemas '*Early Inlet Valve Closing (EIVC)*'. Para apoyarnos en la explicación, se recurre a un gráfico del flujo a través de las válvulas para tres valores distintos de RCA en un motor operando a 3000rpm:

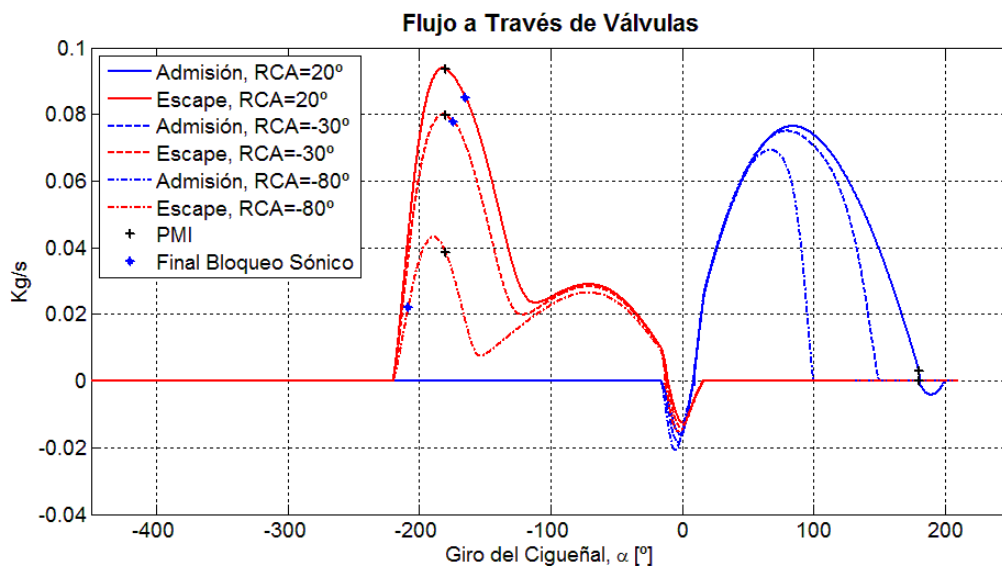


Fig. 4.10: Gráfico del flujo a través de las válvulas para distintos grados de carga (sistema 'EIVC')

Como se observa, además de poseer la misma forma que los gráficos de flujo presentados en el apartado 3 del capítulo anterior, ya que está regido por los mismos fenómenos (valgan las explicaciones de ese apartado), también presenta una disminución más acusada del tiempo y la magnitud de la fase de escape libre a medida que el grado de carga disminuye, como en el caso del sistema *LIVC*, y a diferencia del caso de la mariposa.

Atendiendo a la admisión, donde se encuentra, de nuevo, el fundamento del control de carga, se puede observar cómo, después del PMS, las tres curvas confluyen al

principio, separándose de la confluencia antes según se adelanta el cierre de la admisión. Esta deriva de la confluencia está influenciada, principalmente, por el perfil de levantamiento de la leva, y al hecho de cerrar la admisión con antelación. Las derivas en el cruce de válvulas, antes del PMS, de deben, como se comentó, a la diferencia en la densidad del fluido de trabajo en el momento de la apertura de la válvula.

A diferencia con el sistema *LIVC*, en este sistema, el trasiego de fluido a través de la válvula es menor cuanto menor es el grado de carga, ya que, al disminuir cada vez más el intervalo de apertura de la válvula de admisión, se consigue admitir una parte cada vez menor de aire fresco carburado, reduciendo la cantidad de fluido trasegado por la válvula. Debido a esa limitación en el aire que se introduce al cilindro, y a que los gases residuales atrapados dependen exclusivamente del cruce de válvulas, la proporción de gases residuales en el cilindro aumenta según se adelanta el cierre de la admisión, es decir, según disminuye el grado de carga.

En cuanto al trabajo de bombeo, este disminuye a medida que se adelanta el RCA, ya que, mientras la válvula está abierta, el diferencial de trabajo invertido en la introducción de aire fresco es prácticamente igual siempre, por lo que el trabajo realizado en el proceso de admisión será proporcional al tiempo de apertura de la válvula. Una vez se ha cerrado la válvula de admisión, el trabajo invertido en expandir los gases en el final de la carrera descendente se recupera casi en su totalidad al inicio de la carrera ascendente. La parte de trabajo no recuperable está influida por el calor absorbido por el fluido a través de las paredes del cilindro. Cuando, al comprimir, la línea de la evolución de la presión atraviesa la del proceso de escape, lo hace cada vez a volúmenes menores según disminuye el RCA, por lo que el trabajo total de bombeo es cada vez menor. Para entender mejor la influencia del sistema '*EIVC*' en el trabajo de bombeo, se adjunta un gráfico logarítmico de P-V para un régimen de giro de 3000rpm y tres valores distintos de RCA:

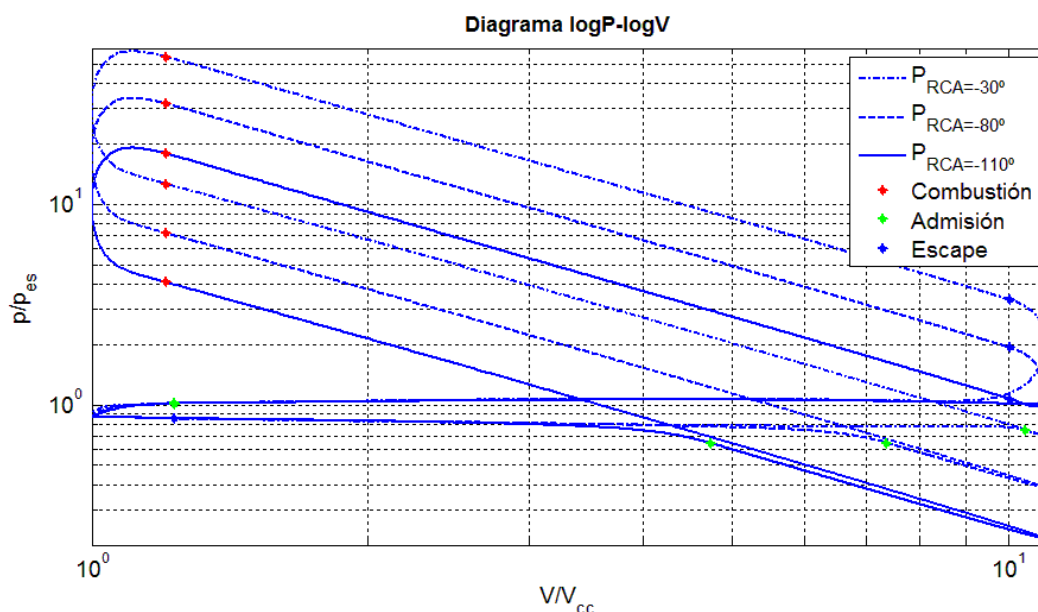


Fig. 4.11: Gráfico del flujo a través de las válvulas para distintos grados de carga (sistema '*EIVC*')

3.2.- Datos de la Simulación

Al igual que en los dos ensayos anteriores, tanto la cilindrada del motor como la geometría del mismo y de las válvulas serán iguales en los dos sistemas objeto de este ensayo, las cuales se corresponden con la geometría del motor base descrito en el capítulo anterior.

Como la obtención de la carga parcial en estos dos sistemas está basada en la variación del momento del cierre de la válvula de admisión, las condiciones termodinámicas asociadas a los colectores de escape y de admisión serán iguales en ambos casos a lo largo de todo el rango de trabajo. Dichas propiedades son las presiones de admisión y de escape y la temperatura de admisión. La temperatura de admisión es variable con el régimen del motor, tal y como se describió en el capítulo de construcción del algoritmo. Las presiones antes nombradas serán las asociadas a un motor de aspiración natural, como en el anterior ensayo. Sus valores serán, pues:

$$P_{ad} = 0,95 \text{ atm}; \quad P_{es} = 1,1 \text{ atm};$$

Los valores de RCA, asociados a plena carga, que se utilicen serán los mostrados en la tabla del apartado anterior. Estos valores de RCA aseguran que el PME obtenido es el mayor posible en cada régimen de giro del motor. Así pues, se garantiza que, para valores menores o mayores al del RCA optimizado, el PME obtenido sea siempre menor al asociado a plena carga para el mismo régimen de giro del motor.

Para el modelado de la carga parcial se escogerán, en cada sistema, los mismos rangos de RCA para todos los regímenes de giro. Bajo esta lógica, se calcularán los mayores rangos posibles asociados a los valores más desfavorables de RCA a plena carga. En el sistema '*LIVC*', el caso más desfavorable se encuentra a 8000rpm, en donde se encuentra el máximo valor de RCA para la plena carga. En el caso del sistema '*EIVC*' es al contrario, pues el caso más desfavorable sería el que tiene el menor valor de RCA asociado a plena carga, es decir, a 1000rpm.

Para el cálculo de los rangos disponibles de RCA se necesita conocer los valores límite que este puede tener. Las condiciones que limitan dicho valor, tanto superiormente como inferiormente, tienen que ver con el diagrama de distribución, y en este caso concreto, también con la construcción del algoritmo. Como ya se explicó en el anterior ensayo, el valor máximo que puede adquirir el RCA es el correspondiente a 10° de giro del cigüeñal antes del adelanto al encendido, por lo que su valor es:

$$RCA_{max} = 180^\circ - 10^\circ - AE = 170^\circ - 15^\circ = 155^\circ$$

El rango útil de RCA para el sistema '*LIVC*' será, pues, el comprendido entre el valor máximo deducido anteriormente y el valor asociado a la plena carga para 8000rpm:

$$\Delta RCA_{LIVC} = RCA_{max} - RCA_{FL; n_{max}} = 155^\circ - 57^\circ = 98^\circ$$

Debido a las propiedades del algoritmo, y para mayor sencillez y rapidez en su ejecución, se tomarán, para los rangos del RCA, valores múltiplos de 5, por lo que el valor para el rango que se usará en el modelado de la carga parcial será el inmediatamente inferior, múltiplo de 5, al calculado anteriormente. Con estas premisas, el rango de RCA a utilizar en el caso del sistema 'LIVC' será:

$$\boxed{\Delta RCA_{LIVC} = 95^\circ}$$

En el caso del valor mínimo admisible para el RCA, este estaría limitado por el ángulo de apertura de la válvula de admisión. Si el RCA tuviera dicho valor, implicaría que la válvula de admisión no se abriría, ya que el punto de apertura y cierre coincidirían, impidiendo por completo la entrada de aire fresco al cilindro. En el caso del sistema 'EIVC', si se toma todo el rango disponible hasta ese hipotético punto, el valor de dicho rango sería superior a 180° , mucho mayor que cualquier rango disponible en los sistemas 'LIVC'. Sin embargo, ese valor límite carece de sentido aplicarlo a un motor real, ya que no entraría aire fresco y no se podría quemar ninguna cantidad de combustible. Otro límite más lógico podría ser el punto de cierre de la válvula de escape. No obstante, el RCA mínimo con el que se obtiene carga nula es bastante mayor que el correspondiente al límite físico o de sincronismo. En el caso del algoritmo para el sistema 'EIVC', se usará un rango de 150° que, como se verá en los siguientes apartados, será prácticamente suficiente para la obtención de carga nula.

Con todas estas explicaciones, los valores de RCA para el estado de carga mínima asociados a ambos sistemas serán:

$$RCA_{LIVC; min.load} = RCA_{full load}(n) + 95^\circ$$

$$RCA_{EIVC; min.load} = RCA_{full load}(n) - 150^\circ$$

3.3.- Control de la Carga Parcial

Se muestra a continuación un gráfico que relaciona el nivel de carga parcial con el RCA, referido este como la diferencia de su valor respecto al RCA correspondiente a la plena carga, para los dos sistemas objeto de estudio. Con este gráfico se pretende describir la relación que hay entre ambas variables, así como los rangos de carga parcial que es posible obtener con los rangos de RCA disponibles para el modelo de la carga parcial. Como se comentó anteriormente y se puede observar en el siguiente gráfico, los rangos disponibles para el modelo de la carga parcial son, para cada caso:

$$\boxed{\Delta RCA_{LIVC} = 95^\circ} \quad \boxed{\Delta RCA_{EIVC} = 150^\circ}$$

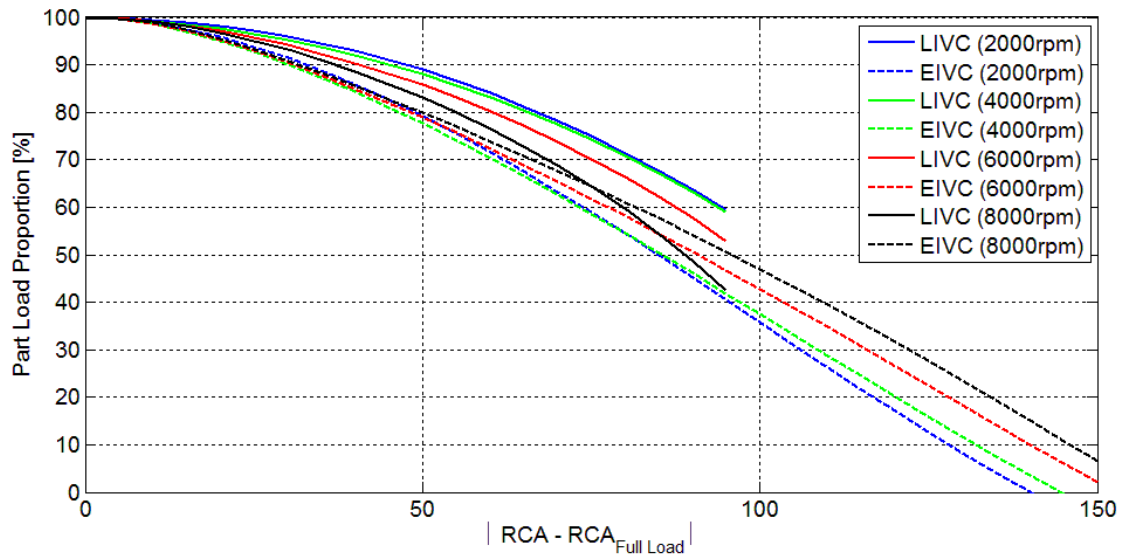


Fig. 4.12: Evolución del grado de carga para sistemas 'LIVC' y 'EIVC' con RCA optimizado

Como se puede observar en el gráfico, en ninguno de los dos sistemas aparece el problema de estados de carga mayores al de plena carga, como aparecía en el sistema 'LIVC' con RCA fijo. Ya se comentó anteriormente que la optimización del RCA a plena carga solucionaba dicho problema, además de mejorar ligeramente las prestaciones.

Respecto a la relación entre el nivel de carga y el RCA, se observa que la disminución en el caso del sistema 'LIVC' es menos acusada que en el sistema 'EIVC', por lo que en este caso, partiendo de la plena carga, es necesaria una variación mayor del RCA para alcanzar el mismo nivel de carga parcial. Además, en el sistema 'EIVC' dicha relación es prácticamente lineal, sobre todo por debajo del 90% de carga, mientras que en el caso del sistema 'LIVC', dicha relación representa una curva convexa con su máximo al 100% de carga. Así, en el caso del sistema 'EIVC', la misma variación del RCA produce prácticamente la misma variación en el nivel de carga, independientemente del nivel de carga inicial, mientras que en el sistema 'LIVC', en los estados cercanos a plena carga se necesitan variaciones del RCA mayores para la misma variación en el nivel de carga que en estados de bajo grado de carga. En cuanto a la relación de la variación del nivel de carga con el régimen de giro, se observa que, mientras que en el caso del sistema 'LIVC' la variación del nivel de carga para iguales intervalos de RCA va aumentando a medida que aumenta el régimen de giro, en el caso del sistema 'EIVC' es al contrario, pues, a medida que aumenta el régimen de giro, disminuye la variación del nivel de carga a iguales intervalos de variación del RCA.

Respecto al mínimo nivel de carga posible, referente este al rango del RCA, se observa que en el sistema 'LIVC' el mínimo nivel de carga es mucho mayor que en el sistema 'EIVC', debido principalmente al mayor rango de RCA disponible en este último sistema. No obstante, si tuvieran ambos sistemas el mismo rango de variación del RCA, el sistema 'EIVC' seguiría arrojando niveles mínimos de carga ligeramente

inferiores a los asociados al sistema '*LIVC*'. En el caso del sistema '*LIVC*', el nivel mínimo de carga posible se encuentra en torno al 50-60% de la plena carga, disminuyendo este mínimo nivel según aumenta el régimen de giro del motor. En el caso del sistema '*EIVC*', el mínimo nivel de carga posible se encuentra alrededor del estado de carga nula, estado que se consigue exactamente con el rango disponible a 5500rpm. Por debajo de ese régimen del motor, el estado de carga mínimo tiene valores negativos, por lo que el rango de RCA necesario sería ligeramente inferior. A regímenes mayores que 5500rpm el estado de carga mínimo es ligeramente superior a la carga nula, por lo que haría falta un rango de RCA ligeramente superior. No obstante el límite superior del mínimo estado de carga posible, que se encuentra a 8000rpm, es bastante bajo, en torno a un 8%. Con todo esto, se puede asegurar que con el rango de RCA disponible en el sistema '*EIVC*' se puede abarcar todo el rango de trabajo del motor, ya que un motor real no suele trabajar en la zona de altos regímenes de giro y bajos grados de carga, por lo que usando el sistema '*EIVC*' no sería necesario el uso de sistemas complementarios para abarcar todo el rango de trabajo del motor.

Se puede comprobar que, en el caso del sistema '*LIVC*', el rango de nivel de carga obtenido aquí es bastante menor que el que se obtuvo en la comparación del apartado anterior. Primero hay que recordar que, aunque en ambos casos se trate de sistemas '*LIVC*', existe una diferencia fundamental entre ellos a plena carga, ya que, en el caso anterior, el RCA era fijo mientras que aquí varía en función del régimen de giro para optimizar el rendimiento volumétrico. En ambos sistemas '*LIVC*' el límite superior para el RCA es el mismo, limitado por el adelanto al encendido, pero, en el sistema '*LIVC*' de este apartado, dicho límite solo ocurre a 8000rpm, ya que, al ir disminuyendo el régimen de giro, disminuye, también, el valor de RCA para la plena carga, haciendo que disminuya también el valor máximo de RCA, ya que el rango de RCA para el control de carga se ha estipulado que sea constante. Este hecho es el que, en última instancia, origina los menores rangos de nivel de carga en el sistema '*LIVC*' de este apartado. Sin embargo, a medias y bajas vueltas, el rango de RCA realmente disponible es mayor al que realmente se contempla en el algoritmo, por lo que los niveles de carga mínimos que puede obtener un motor real con este sistema, se parecerían mas a los obtenidos en el sistema '*LIVC*' del apartado anterior.

3.4.- Prestaciones a Carga Parcial

Para el estudio de las prestaciones a carga parcial, se mostrará el mapa de consumo efectivo, representado frente al régimen de giro y al PME. Como se ha visto antes, el rango de nivel de carga disponible en el caso del sistema '*LIVC*' es bastante pequeño, no pudiendo alcanzar los niveles más bajos de carga. Esto ocurre por la decisión de tomar un rango de RCA para el control de carga constante. El valor del rango ha ido determinado por las limitaciones en la condición más desfavorable, a

8000rpm. Sin embargo, para menores velocidades del motor, el RCA asociado a plena carga es menor, dejando cada vez más espacio entre el RCA para el estado de mínima carga y el máximo valor admisible de RCA. Un motor con sistema 'LIVC' podría variar el RCA hasta el máximo valor admisible en todos los regímenes del motor, llegando a estados de carga que no se han podido calcular en el algoritmo de este ensayo. Sin embargo, los datos necesarios de las prestaciones a esos niveles más bajos de carga se calcularon en el ensayo anterior para el sistema 'LIVC' con RCA fijo a plena carga. Se decide, para completar la parte del mapa del consumo específico del que no se tienen datos, utilizar los calculados en el anterior ensayo puesto que estos y aquellos son equivalentes. Se muestra a continuación el campo escalar del consumo específico, completado con la información del anterior ensayo:

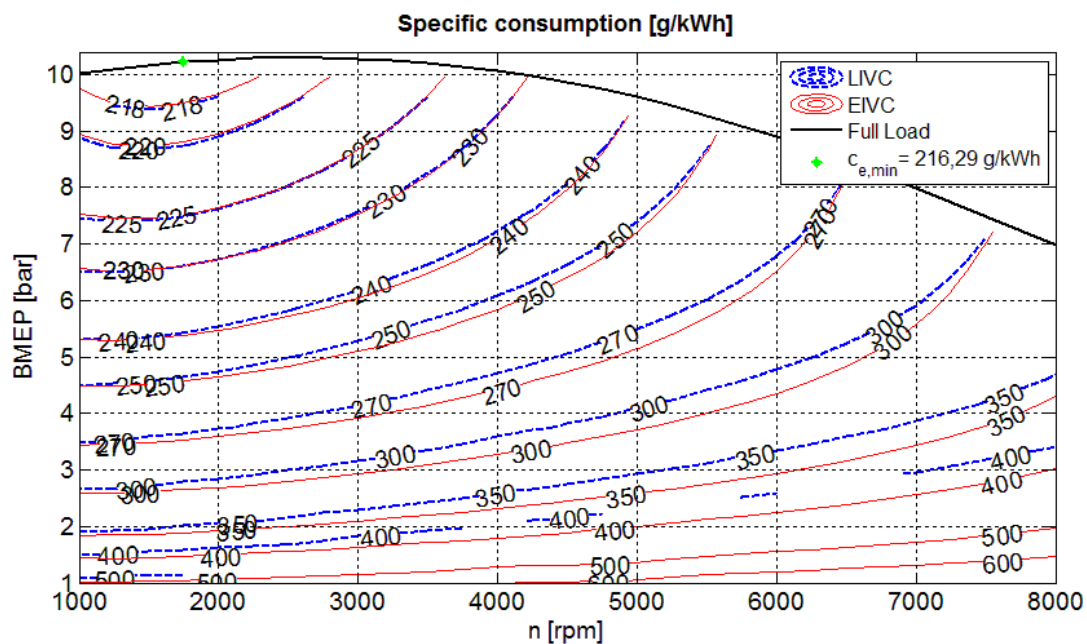


Fig. 4.13: Consumo efectivo a carga parcial para RCA variable: sistemas 'LIVC' y 'EIVC'

Como se puede observar en el gráfico, al igual que en el ensayo anterior ambos sistemas comparten el polo económico, situado este en la curva de plena carga, además de confluir las líneas de isoconsumo con el mismo valor en el mismo punto de la curva de plena carga.

Atendiendo ahora a la carga parcial, se observa que ambos sistemas son prácticamente equivalentes, sobre todo a altos niveles de carga y bajos regímenes del motor, ya que las curvas de isoconsumo de valor igual son casi coincidentes. Sin embargo, si se disminuye el nivel de carga o se aumenta el régimen de giro, o ambas a la vez, el sistema 'EIVC' presenta cierta ventaja frente al otro sistema, ventaja que puede llegar a ser del 3,5%. En la zona de trabajo habitual de los motores de automoción, es decir a bajas-medias velocidades y todo el rango de carga, el consumo específico es prácticamente igual en ambos casos, aunque, si disminuye el nivel de carga, el consumo específico del sistema 'EIVC' es ligeramente inferior respecto al del

sistema ‘LIVC’, aunque esa mejora no supere habitualmente el 1,5%. Por lo tanto, aunque ambos sistemas sean prácticamente equivalentes en cuanto al consumo específico a bajos regímenes del motor y altos niveles de carga, al alejarse de esa zona adquiere mayor eficiencia el sistema ‘EIVC’, ya que, como se vio, el trabajo de bombeo a bajos niveles de carga es mucho menor en este sistema que en el ‘LIVC’.

Como información adicional sobre las actuaciones a carga parcial, se muestra a continuación un gráfico que representa la proporción de gases residuales en el motor en función del PME y del régimen de giro, del que se podrán sacar sencillas conclusiones cuantitativas sobre la emisión de NO_x . Para enfatizar el poco rango de carga parcial del sistema ‘LIVC’ modelado para el algoritmo, se añade también en el gráfico la curva de PME asociada al máximo valor de RCA, variable con el régimen de giro, para este sistema.

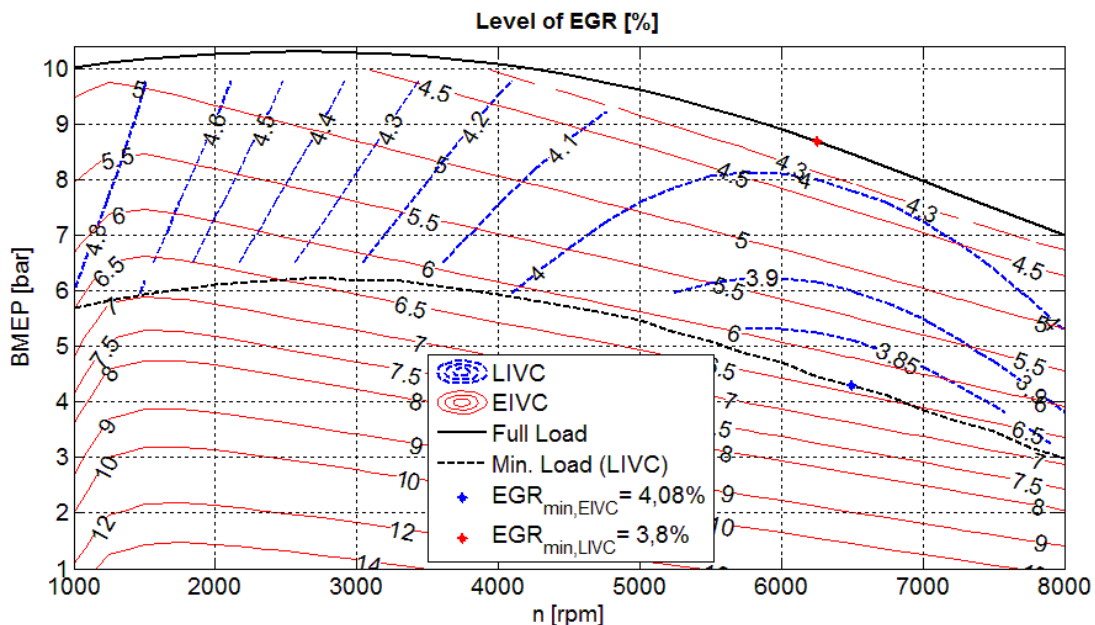


Fig. 4.14: Proporción de gases residuales para RCA variable: sistemas ‘LIVC’ y ‘EIVC’

Como se puede observar en el gráfico, la forma en que varía el EGR interno es completamente distinta en ambos sistemas. El caso del sistema ‘LIVC’ ya se describió en el ensayo anterior, aunque se puede decir, como norma general, que el valor del EGR interno disminuye si aumenta el régimen de giro o disminuye el nivel de carga, estando los mayores valores de este sobre la curva de plena carga. Sin embargo, en el sistema ‘EIVC’ es al contrario, ya que la proporción de gases residuales aumenta según disminuye el régimen de giro o el nivel de carga, o ambos, por lo que en la curva de plena carga se encuentran los valores mínimos de EGR interno. Con todo esto, es fácil deducir que la proporción de gases residuales es mayor en el sistema ‘EIVC’ que en el sistema ‘LIVC’ para todo el rango de trabajo del motor, tanto en régimen de giro como en nivel de carga, aumentando considerablemente la diferencia según disminuye el régimen de giro y el nivel de carga. Se puede decir entonces, con carácter general, que las emisiones de NO_x a carga parcial son siempre menores en el sistema ‘EIVC’, siendo

a bajos regímenes de giro y a bajos niveles de carga donde esa mejora en las emisiones es sustancialmente mayor.

4.- ‘Efectividad’ del Algoritmo en el Cálculo

El algoritmo construido para los ensayos descritos en este capítulo es bastante sencillo, tanto en la modelización de los fenómenos físicos como en la discretización de las ecuaciones diferenciales. Esta sencillez le proporciona una gran flexibilidad para adaptarlo a múltiples sistemas y configuraciones distintas, además de demandar un tiempo de cálculo no muy elevado (en un ordenador normal de sobremesa, la ejecución de uno de los algoritmos para un tipo de motor, con el ángulo de discretización igual a $0,1^\circ$, tarda en torno a dos horas).

Sin embargo, debido a esas simplificaciones, el cálculo realizado por el algoritmo tiene cierto grado de error. Obviamente, las prestaciones obtenidas no se ajustan a las que daría un motor real, ya que esa diferencia se debe al bajo nivel de complejidad en los modelos de los fenómenos físicos utilizados. Al margen de esto, hay también un error inherente al cálculo del algoritmo, relacionado con:

- ✓ Errores en el esquema numérico de integración de las ecuaciones diferenciales ordinarias,
- ✓ Error de truncamiento en la integral numérica, mediante la regla del trapecio, del trabajo indicado,
- ✓ Errores debido a saltos discretos en el modelo del flujo a través de las válvulas, relacionados con el cambio de sentido en el flujo y con la aparición de bloqueo sónico.

Estos errores hacen, en última instancia, que no se cumpla el balance energético en su variante integral, es decir, tomando como base un ciclo termodinámico completo, lo que debería cumplirse, independientemente de la complejidad de los modelos de quemado, pérdidas térmicas o flujo energético a través de las válvulas.

Para obtener un error global que evalúe la exactitud del algoritmo en su conjunto, se considera más oportuno utilizar el error derivado del balance energético integral que el cálculo de cualquier otro tipo de errores, como los errores de truncamiento. Para ello, se define una nueva variable, llamada ‘*TEST*’, que evalúa la porción de energía almacenada en el combustible que ha sido capaz de cuantificar el algoritmo en su ejecución a lo largo de un ciclo termodinámico completo. La ecuación utilizada para el cálculo de esta nueva variable es:

$$TEST = \eta_i + \frac{\sum_{ciclo} \dot{Q}_{ref}}{m_c \cdot PC} + \frac{\sum_{ciclo} (dm_{es} \cdot h_{s,es} - dm_{ad} \cdot h_{s,ad})}{m_c \cdot PC}$$

De alguna manera, esta nueva variable puede representar la ‘efectividad’ que tiene el algoritmo en el cálculo. Utilizando esta variable se puede obtener otra que represente el ‘error relativo’ del algoritmo, referente a la parte de la energía disponible en el combustible que el algoritmo ha subestimado debido a esos errores de cálculo al integrar las ecuaciones del modelo:

$$ERROR(\%) = 100 \cdot (1 - TEST)$$

Se muestra a continuación algunos gráficos de superficie para la variable ‘ERROR’ de los distintos sistemas que se han ido estudiando a lo largo de este último capítulo, representada frente a las dos variables que definen el estado del motor: el régimen de giro y la variable de control de carga. Con estos gráficos se pretende dar una visión global sobre la exactitud del algoritmo en el cálculo de los ciclos termodinámicos y, por lo tanto, el grado de fiabilidad de la gran cantidad de datos obtenidos mediante el algoritmo. Se verán las tendencias y valores generales de los errores, identificando también las condiciones en donde el valor del error cometido sea anormalmente alto.

El primer gráfico de superficie corresponde al error en el cálculo de los algoritmos relativos al control de carga mediante mariposa, tanto en aspiración natural como en turboalimentación:

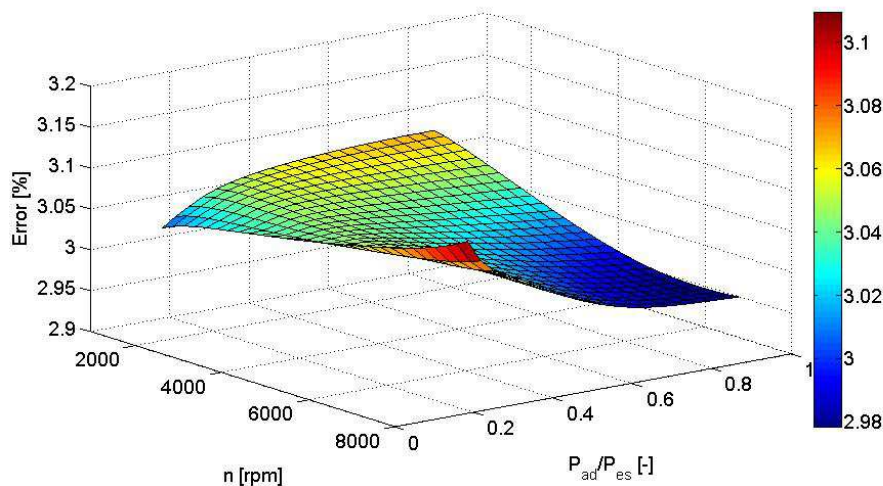


Fig. 4.15: Función ERROR para los casos de control por mariposa

Como se puede observar, el error cometido se encuentra entre un 3% y un 3,1% para todos los estados de carga y regímenes del motor, niveles bastante aceptables de exactitud, habida cuenta de la sencillez del algoritmo.

El siguiente gráfico corresponde al error cometido en el sistema ‘LIVC’ del segundo ensayo, donde el RCA a plena carga estaba fijo:

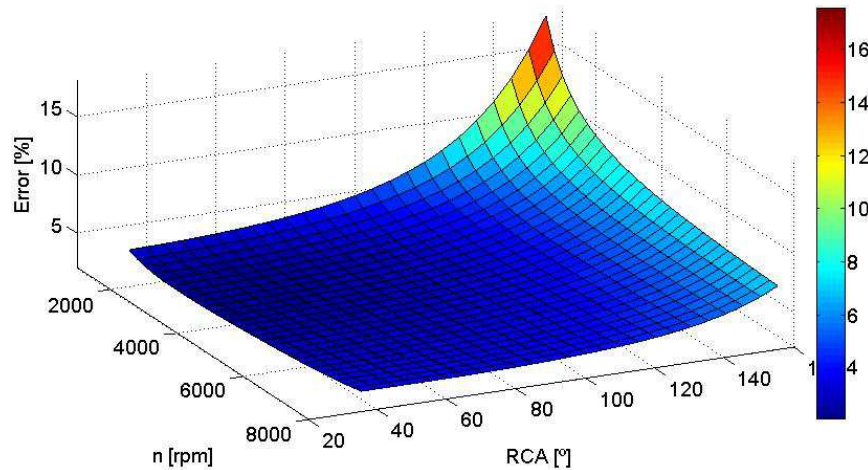


Fig. 4.16: Función ERROR para el caso 'LIVC' con RCA fijo

En este gráfico se observa una anomalía a bajos regímenes de giro y bajos grados de carga que, en el caso extremo, tiene un error de hasta el 17%. No obstante, obviando esa anomalía, en torno al 80% de los ciclos calculados su error no supera el 6%. En los casos de plena carga el error no supera el 3,5%, y el mínimo valor, que pertenece a plena carga esta en torno a un 2%.

El siguiente gráfico representa el error cometido en el cálculo para el algoritmo del sistema 'EIVC'. En este grafico hay que tener en cuenta que los valores de RCA son también variables con el régimen de giro, por lo que la superficie que ocupa dicho gráfico en el plano horizontal tiene forma de romboide. Con esto, la línea perteneciente a la plena carga, aunque parezca que va aumentando con el régimen de giro, simplemente va tomando valores mayores del RCA. Es más, lejos de aumentar, el error relativo al cálculo de la plena carga se mantiene en torno a valores de entre el 2% y el 3,5%.

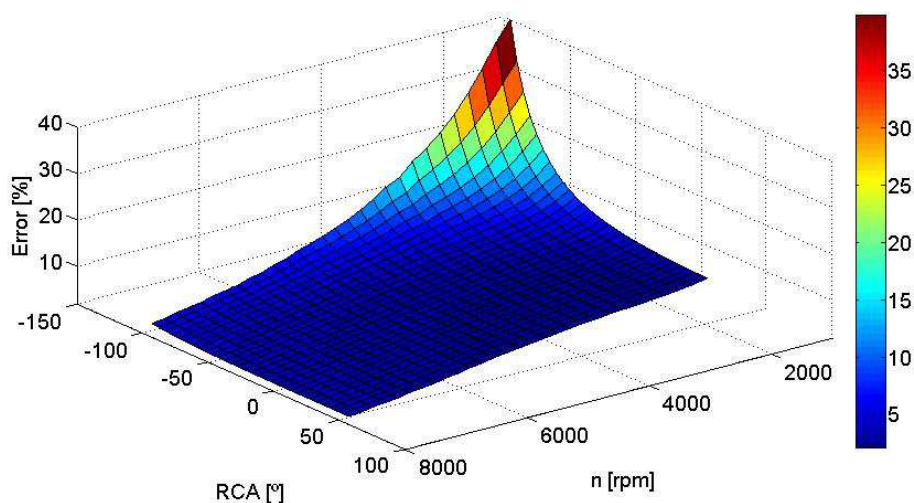


Fig. 4.17: Función ERROR para el caso 'EIVC' con RCA optimizado

Se puede observar en este gráfico que, al igual que en el gráfico anterior, aparece una anomalía sobre la tendencia general del valor del error a bajas velocidades del motor y bajos estados de carga que, en su punto extremo, puede alcanzar el 40%, un valor extremadamente alto como para tener confianza en los valores obtenidos en estos casos. No obstante, esta anomalía se encuentra bastante concentrada, de tal manera que en el 85% de los casos el error no supera el 6%, un valor bastante más aceptable que el anterior tratándose de un error.

Se muestra a continuación el último gráfico sobre errores, referido este al error de cálculo asociado al caso del sistema 'LIVC' con RCA variable a plena carga:

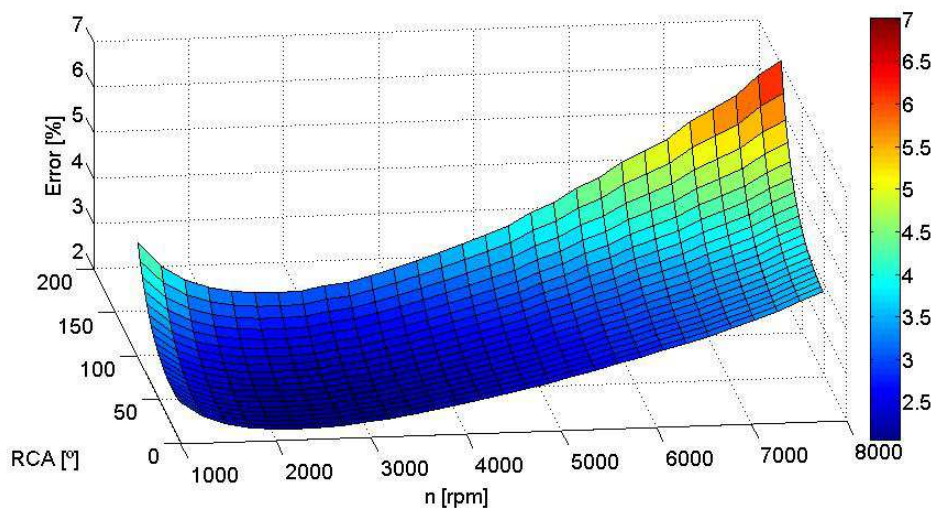


Fig. 4.18: Función ERROR para el caso 'LIVC' con RCA optimizado

Como se puede observar, en este caso no existen anomalías reseñables, acotándose el error en todos los casos entre un 2% y un 7%. No obstante, también se aprecia una tendencia general en donde el menor error se encuentra en la línea asociada a plena carga y a bajos regímenes de giro. El valor de error va aumentando ligeramente según nos alejamos de esa zona, hasta encontrarnos con el máximo valor del error en el punto de mínima carga y máxima velocidad del motor.

Como se ha podido constatar, salvo en los casos de mariposa, los mayores errores en cada algoritmo se obtienen en los casos extremos, o al máximo, o al mínimo régimen de giro del motor, pero siempre en los estados de mínima carga. Se puede comprobar que las zonas donde aparecen las anomalías, donde el error es tan alto, corresponden, también, con las zonas donde el valor de presión media indicada es negativo. Esta condición dificulta sobremanera el cálculo del ciclo, y es la principal responsable de los grandes valores del error en las anomalías. Es por eso, por ejemplo, que en el cuarto gráfico el error no supere el 7%, ya que el nivel de carga mínimo obtenido está muy lejos de ser negativo. Obviando estos casos extremos, se puede generalizar que el error cometido en el cálculo por los algoritmos se encuentra entre un 2% y un 7%, o al menos en más del 90% de los casos.

No obstante, también sería conveniente poder ver el error cometido en el cálculo del ciclo termodinámico en función del régimen de giro y, especialmente, del grado de carga asociado a cada ciclo. Así, se podrían comprobar gráficamente los niveles máximos de error que aparecen dentro del rango de trabajo del motor en el cual se ha centrado el estudio, el rango habitual en motores de automoción. Para ello se mostrarán los gráficos de carga parcial, como los mostrados a lo largo de este proyecto, pero conteniendo en ella la información sobre el error de cálculo. Dado que se ha comprobado que en los casos de control por mariposa el error cometido no supera el 3,2% en todos los casos estudiados, se mostrarán únicamente los gráficos asociados a los otros dos sistemas estudiados, sistema ‘LIVC’ y sistema ‘EIVC’, ya que es en estos casos donde el valor del error se disparaba a niveles muy altos.

Se muestra a continuación el gráfico correspondiente al error cometido en el cálculo del sistema ‘LIVC’, representado en todo el rango de carga parcial:

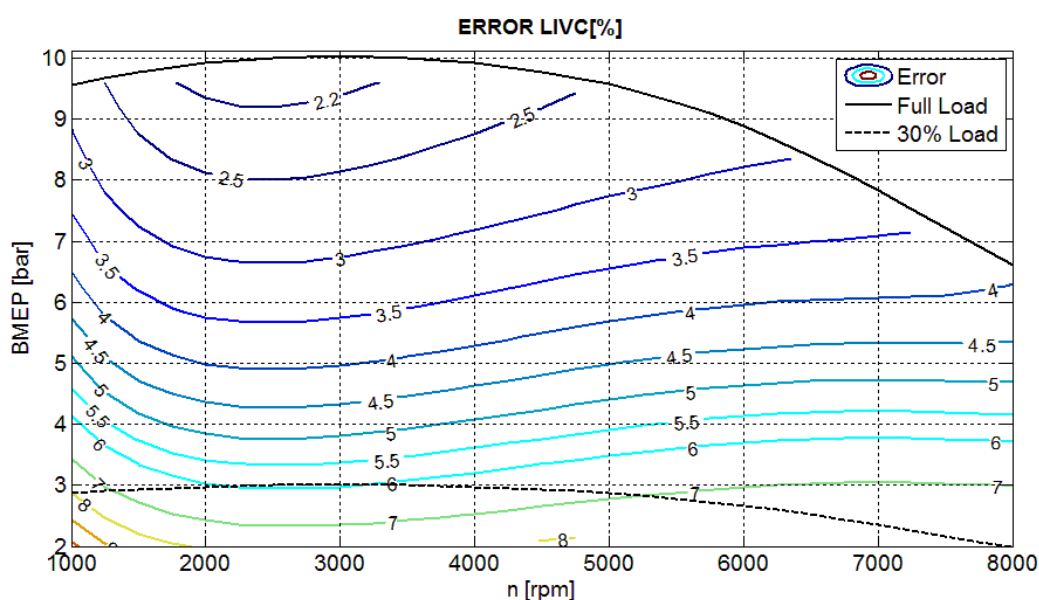


Fig. 4.19: Campo escalar de la función *ERROR* para el caso ‘LIVC’

Como se puede observar, y ya se comentó, el menor nivel de error se encuentra sobre la línea de plena carga, en torno a 2500rpm, y va aumentando de valor según disminuye el nivel de carga, siendo este aumento cada vez más acusado. Centrándonos en el rango normal de trabajo, por encima del 30% de grado de carga y desde 1000rpm-1500rpm hasta unas 6000rpm, el máximo error que se puede encontrar está en el límite de bajo nivel de carga y bajas velocidades del motor. Así, a 1500rpm y un 30% de nivel de carga el error encontrado sería de en torno al 6,5%. No obstante, en torno a ese punto el error aumenta rápidamente, ya que, mirando a 1500rpm y en torno al 40% de carga el error observado es bastante menor, únicamente de un 5%.

Se muestra a continuación el gráfico sobre el error cometido en el cálculo del ciclo termodinámico, en todo el rango de carga parcial, asociado al sistema ‘EIVC’. En

este caso, la curva de plena carga corresponde al sistema con el RCA optimizado, ya que fue en el único caso en el que se estudio este sistema:

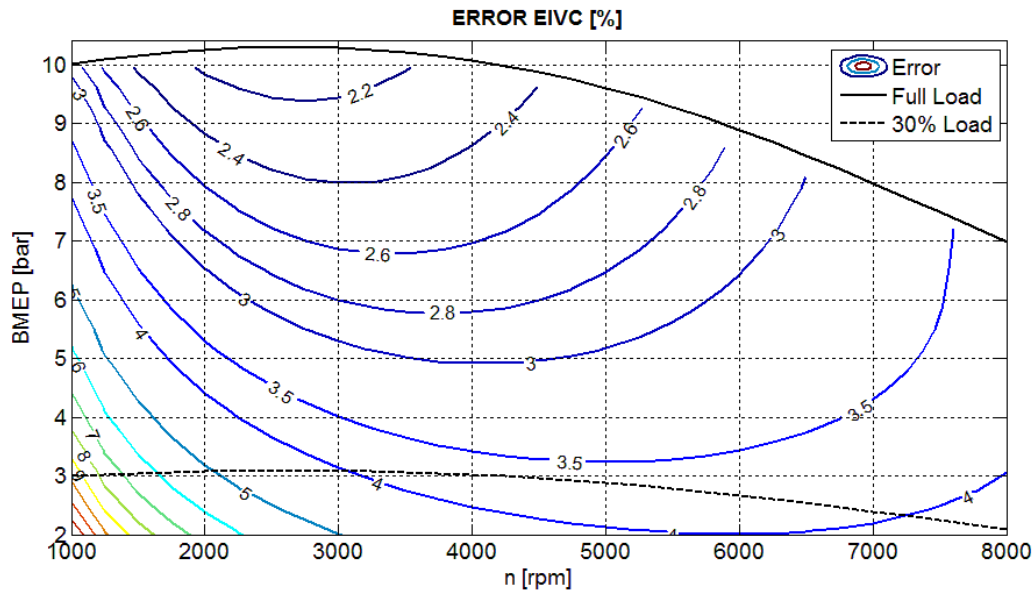


Fig. 4.20: Campo escalar de la función ERROR para el caso 'EIVC'

Como se observa, el menor nivel de error en el cálculo se encuentra en torno al mismo punto que en el caso anterior, plena carga y 2500rpm mas o menos, sin embargo, a medios y altos regímenes de giro, el error cometido es mucho menor que en el sistema 'LIVC' en todos los grados de carga. No obstante, a 1000rpm ocurre lo contrario, ya que el error aumenta más rápidamente según disminuye el nivel de carga en este caso que en el del sistema 'LIVC'. No obstante, en el límite inferior del régimen de giro definido como rango de trabajo habitual, a 1500rpm, el error cometido en el sistema 'EIVC' es similar al cometido en el sistema 'LIVC' en todos los niveles los niveles de carga. Así, se puede comprobar que al 30% del nivel de carga el error también es del 6,5%, y subiendo a un 40% de carga el error también coincide, un 5%.

Como se ha podido comprobar, por encima del 50% de la plena carga, el error cometido por el algoritmo en el cálculo del ciclo termodinámico no supera el 4,5% en ninguno de los sistemas estudiados, aunque, por debajo de ese nivel de carga, el error aumenta hasta el 6,5% en los sistemas de RCA variable. Con estos niveles de error, no se puede asegurar la veracidad de las mejoras constatadas a bajos grados de carga, ya que estas son del orden del valor del error. Sin embargo, a medios y altos niveles de carga, el error cometido en los sistemas 'LIVC' y 'EIVC' es incluso menor al cometido en los sistemas de mariposa, todos ellos por debajo del 3%. Considerando en estos casos un nivel de error bastante aceptable, habida cuenta de la sencillez del algoritmo, se puede afirmar, no sin cierto grado de incertidumbre, que las mejoras constatadas, a medios y altos grados de carga, se encuentran bastante cercanas a las correctas.

Conclusiones

Este proyecto, fundamentalmente teórico, fue planteado con el objetivo principal de comparar las prestaciones de varios motores de encendido provocado con distintas estrategias de carga parcial, basadas todas ellas en la variación de alguna condición del proceso de renovación de la carga. Las estrategias de carga parcial a comparar han sido: control mediante válvula de mariposa estranguladora del caudal de admisión, tanto en motores atmosféricos como turboalimentados, y control mediante la variación del tiempo de cierre de la válvula de admisión. Dentro de esta última estrategia se han incluido dos sistemas distintos: sistema *LIVC* (*'Late Inlet Valve Closing'*), basado en el retraso paulatino del cierre de la válvula de admisión, y sistema *EIVC* (*'Early Inlet Valve Closing'*), basado en el adelanto paulatino del cierre de la válvula de admisión.

Con tal fin, se desarrolló un algoritmo informático, creado en el programa de cálculo matricial Matlab y basado en modelos termodinámicos y de flujo isentrópico, capaz de obtener las prestaciones en función de las variables de operación del motor, referentes al proceso de renovación de la carga, que definen cada sistema evaluado, manteniendo constantes las variables relativas a los demás procesos que ocurren a lo largo de un ciclo termodinámico.

En base a los resultados obtenidos de las simulaciones realizadas, las conclusiones obtenidas en este proyecto se estructuran en torno a dos enfoques analíticos distintos. El primero se centra en la evaluación crítica de las potencialidades y debilidades del algoritmo de cálculo desarrollado. El segundo enfoque se centra en el análisis comparativo de toda la información obtenida, a través del algoritmo, referente a las distintas estrategias para la carga parcial, objeto de este proyecto.

En cuanto al algoritmo de cálculo desarrollado, y utilizado en los análisis comparativos, las principales conclusiones que se desprenden de este proyecto son:

- ✓ Aun poseyendo una gran simplicidad en cuanto a los modelos de los diferentes fenómenos tenidos en cuenta, presenta unos resultados cualitativos bastante coherentes con los motores que pretende modelar.
- ✓ El modelo del flujo a través de las válvulas, aunque se basa en hipótesis de flujo cuasiestacionario, arroja resultados variables en el tiempo, reflejando con precisión los fenómenos que entran en juego en el proceso de renovación de la carga y presentando gran sensibilidad ante parámetros como el régimen de giro del motor, los ángulos del diagrama de distribución y las propiedades termodinámicas en los colectores de admisión y escape. No obstante, este modelo simple no recoge los efectos de las posibles ondas de presión en colectores de admisión y escape.
- ✓ El algoritmo necesita relativamente pocos datos externos para su funcionamiento, básicamente la geometría y la distribución del motor, las correlaciones empíricas descritas, las presiones de admisión y escape y la temperatura de admisión. Sin embargo, refleja satisfactoriamente la variabilidad en las prestaciones obtenidas, fruto de la variabilidad en los datos externos proporcionados al algoritmo.

Las conclusiones relativas a los análisis comparativos de las distintas estrategias de carga parcial que se desprenden a lo largo de este proyecto son:

- ✓ Todas las curvas de prestaciones a plena carga obtenidas a lo largo del proyecto reproducen satisfactoriamente la influencia real que el régimen de giro tiene en ellas. La variabilidad observada se debe a variaciones en los rendimientos indicado y volumétrico, los cuales reflejan con bastante certeza su dependencia con la velocidad del motor. Las correlaciones empleadas para la determinación empírica del rendimiento mecánico completan la información aportada por los rendimientos anteriores, permitiendo evaluar el consumo efectivo del motor simulado.
- ✓ Todos los motores analizados presentan el polo económico del consumo específico sobre la curva de plena carga. Esto es debido a la asunción de proporción estequiométrica de aire fresco y combustible constante en todo el rango de trabajo de los mismos.
- ✓ Todas las estrategias analizadas presentan el polo económico del consumo específico efectivo a regímenes del motor relativamente bajos, dentro del rango de trabajo habitual para los motores de automoción. Esto es debido, principalmente, a la influencia del rendimiento mecánico, que desplaza el polo económico a menores velocidades del motor.

- ✓ Se constata la mejora en el consumo específico mediante el uso de las estrategias relativas a la variación del tiempo de cierre de la válvula de admisión frente al tradicional uso de una válvula de mariposa para el control del caudal en el conducto de admisión. Dichas mejoras aumentan a medida que disminuye el grado de carga, llegando a mejoras relativas del 7% a un nivel de carga del 20%. Esto está propiciado, principalmente, por el menor trabajo de bombeo existente en los sistemas *LIVC* y *EIVC* frente al asociado al control mediante la estrangulación del caudal en el conducto de admisión en cuanto a carga parcial se refiere.
- ✓ De los dos sistemas de carga parcial relativos a la variación del RCA, el más idóneo para su implementación en motores es el sistema *EIVC*. Esto es debido, principalmente, a tres razones. A saber:
 - Aunque casi imperceptibles en el rango de trabajo habitual de los motores de automoción, este sistema arroja mejores prestaciones en cuanto al consumo efectivo que el sistema *LIVC*.
 - El rango disponible para la variación del RCA es mucho mayor en el sistema *EIVC* que en el *LIVC*, abarcando, por tanto, mayor rango en el grado de carga. Esto posibilita su implementación exclusiva para el control de la carga, sin necesidad de sistemas extra que asistan al sistema principal.
 - Al contrario que en el sistema *LIVC*, la proporción de gases residuales, o grado de EGR interno, en el sistema *EIVC* aumenta considerablemente a medida que el grado de carga disminuye, por lo que en estos casos las emisiones de NO_x serán proporcionalmente menores.
- ✓ En estos dos últimos casos, sería recomendable la implementación de un sistema de RCA variable a plena carga que optimice el rendimiento volumétrico para todos los regímenes de giro del motor. Aparte del consiguiente aumento de las prestaciones a plena carga, se aseguraría que el grado de carga siempre disminuya al variar el RCA en torno al valor optimizado (garantizando así la estabilidad del motor). Esto dotaría al sistema *LIVC*, además, de mayores rangos disponibles de RCA para la obtención de la carga parcial a bajas velocidades del motor, obteniendo en esos casos un mayor rango en el grado de carga.
- ✓ Pese a la gran sencillez del algoritmo, el error global cometido en el cálculo de los ciclos termodinámicos no supera el 7% para ningún caso del rango de trabajo habitual de los motores de automoción. Aunque con este nivel de error no se puede asegurar la veracidad en los valores de las mejoras observadas, todas las conclusiones aquí vertidas tienen visos de ser veraces.

Trabajos Futuros

Dada la gran sencillez y flexibilidad que ha demostrado el algoritmo desarrollado, este podría ser mejorado. Dichas mejoras o desarrollos futuros pueden ir encaminados por dos vías diferentes, a saber:

- ✓ Mejora en el modelado de los fenómenos ya tenidos en cuenta en este algoritmo, aumentando así la concordancia con la realidad que dichos fenómenos describen, o implementación en el mismo de fenómenos no tenidos en cuenta, como modelos de la química de la reacción (ley de masa quemada y formación de contaminantes primarios), de las fugas a través de los segmentos y las pipas de las válvulas, o de inercias dinámicas de las piezas móviles.
- ✓ Acople a este algoritmo de modelos de otros sistemas complementarios al cilindro, como pueden ser sistemas completos de admisión y escape, válvula de EGR externa o grupo turbocompresor. Bajo esta vía de desarrollo, se considera altamente interesante la implementación de modelos para motores multicilíndricos con acoples entre modelos monocilíndricos (como el actual) a través de acciones de ondas de presión a lo largo de colectores de admisión y escape

Índice de Figuras

Capítulo I

<i>Fig. 1.1: Puntos de trabajo habitual de un motor de automoción durante conducción en ciudad</i>	14
<i>Fig. 1.2: Diagrama P-V logarítmico para control de carga mediante mariposa</i>	15
<i>Fig. 1.3: Diagrama P-V logarítmico para control de carga mediante sistema LIVC</i>	16
<i>Fig. 1.4: Diagrama P-V logarítmico para control de carga mediante sistema EIVC</i>	17
<i>Fig. 1.5: Cuadro con distintos tipos de modelos de motores</i>	22

Capítulo II

<i>Fig. 2.1: Esquema de la geometría del sistema biela-manivela</i>	28
<i>Fig. 2.2: Evolución del volumen y el área con el ángulo de giro del cigüeñal</i>	29
<i>Fig. 2.3: Esquema del diagrama de distribución</i>	31
<i>Fig. 2.4: Esquema de las dimensiones características de las válvulas</i>	31
<i>Fig. 2.5: Esquema de las dimensiones de la cabeza de las válvulas</i>	32
<i>Fig. 2.6: Perfil de alzada 'suave'</i>	33
<i>Fig. 2.7: Perfil de alzada 'agresivo'</i>	33
<i>Fig. 2.8: Esquema de flujos energéticos y de masa en el volumen de control</i>	35
<i>Fig. 2.9: Coeficientes de ajuste para las especies estudiadas</i>	41
<i>Fig. 2.10: Coeficientes de ajuste para la mezcla de aire fresco</i>	43
<i>Fig. 2.11: Coeficientes de ajuste para la mezcla de gases quemados</i>	44

Fig. 2.12: Gráfico de γ para el aire fresco y las dos mezclas puestas en juego	44
Fig. 2.13: Gráfico de C_p [J/(mol K)] para el aire fresco y las dos mezclas puestas en juego	45
Fig. 2.14: Gráfico de C_p [J/(kg K)] para el aire fresco y las dos mezclas puestas en juego	46
Fig. 2.15: Gráfico de h_s [J/Kg] para el aire fresco y las dos mezclas puestas en juego	47
Fig. 2.16: Coeficientes de ajuste y otros datos para el combustible seleccionado	50
Fig. 2.17: Gráfico de h [J/Kg] para las dos mezclas puestas en juego en la combustión	53
Fig. 2.18: Ley de Wiebe para el avance de la combustión	55
Fig. 2.19: Tasa de combustión	57
Fig. 2.20: Esquema del volumen de control y puntos característicos para el flujo a través de válvulas	59
Fig. 2.21: Gráfico de función de flujo adimensional Ψ	63
Fig. 2.22: Cuadro de clasificación del flujo a través de las válvulas	66
Fig. 2.23: Gráfico de flujo que atraviesa la válvula para distintos valores de P_0	67
Fig. 2.24: Gráfico de coeficiente de descarga C_D basado en el área de cortina	68
Fig. 2.25: Área efectiva y área de cortina, perfil 'agresivo'	69
Fig. 2.26: Diagrama de flujo del algoritmo	73

Capítulo III

Fig. 3.1: Propiedades geométricas del motor objeto de estudio	78
Fig. 3.2: Ángulos de distribución del motor objeto de estudio	79
Fig. 3.3: Diagrama P-V del ciclo termodinámico del motor	81
Fig. 3.4: Diagrama P-V logarítmico del ciclo termodinámico para tres regímenes de giro	82
Fig. 3.5: Diagrama P-V logarítmico del ciclo termodinámico para tres presiones de admisión	83
Fig. 3.6: Evolución de la masa del fluido de trabajo en el interior del cilindro	84
Fig. 3.7: Gráfico del flujo a través de las válvulas para distintos regímenes del motor (kg/s)	87
Fig. 3.8: Gráfico del flujo a través de las válvulas para distintos regímenes del motor (g/°)	88
Fig. 3.9: Gráfico del flujo a través de las válvulas para distintos grados de carga (mariposa)	90
Fig. 3.10: Campo escalar del rendimiento mecánico para cargas parciales	95
Fig. 3.11: Pérdidas mecánicas predichas en la correlación del rendimiento mecánico	96
Fig. 3.12: Curvas de actuación a plena carga para RCA fijo	98
Fig. 3.13: Valores obtenidos y típicos de las prestaciones a plena carga	98

<i>Fig. 3.14: Rendimientos correspondientes a plena carga para RCA fijo</i>	<i>100</i>
<i>Fig. 3.15: Consumo específico efectivo a carga parcial para el motor base</i>	<i>102</i>
<i>Fig. 3.16: Proporción de gases residuales para el motor base</i>	<i>103</i>
<i>Fig. 3.17: Relación del RCA óptimo para distintos regímenes del motor</i>	<i>104</i>
<i>Fig. 3.18: Rendimiento volumétrico del modelo optimizado</i>	<i>105</i>
<i>Fig. 3.19: Presión media efectiva (PME) del modelo optimizado</i>	<i>106</i>
<i>Fig. 3.20: Consumo efectivo del modelo optimizado</i>	<i>107</i>
<i>Fig. 3.21: Potencia efectiva del modelo optimizado</i>	<i>108</i>
<i>Fig. 3.22: Curvas de actuación a plena carga para RCA variable</i>	<i>109</i>
<i>Fig. 3.23: Valores obtenidos de las prestaciones a plena carga para RCA fijo y RCA optimizado</i>	<i>110</i>
<i>Fig. 3.24: Rendimientos correspondientes a plena carga para RCA variable</i>	<i>110</i>

Capítulo IV

<i>Fig. 4.1: Curvas de actuación a plena carga para los casos atmosférico y turboalimentado</i>	<i>116</i>
<i>Fig. 4.2: Rendimientos correspondientes a plena carga para los casos atmosférico y turboalimentado</i>	<i>118</i>
<i>Fig. 4.3: Consumo específico a carga parcial para los casos atmosférico y turboalimentado</i>	<i>119</i>
<i>Fig. 4.4: Proporción de gases residuales para los casos atmosférico y turboalimentado</i>	<i>121</i>
<i>Fig. 4.5: Gráfico del flujo a través de las válvulas para distintos grados de carga (sistema 'LIVC')....</i>	<i>122</i>
<i>Fig. 4.6: Diagrama P-V logarítmico para distintos grados de carga (sistema 'LIVC')</i>	<i>123</i>
<i>Fig. 4.7: Evolución del grado de carga para el control mediante sistema 'LIVC': RCA fijo</i>	<i>125</i>
<i>Fig. 4.8: Consumo efectivo a carga parcial para 'LIVC' y mariposa</i>	<i>126</i>
<i>Fig. 4.9: Proporción de gases residuales para 'LIVC' y mariposa</i>	<i>127</i>
<i>Fig. 4.10: Gráfico del flujo a través de las válvulas para distintos grados de carga (sistema 'EIVC')</i>	<i>129</i>
<i>Fig. 4.11: Gráfico del flujo a través de las válvulas para distintos grados de carga (sistema 'EIVC')</i>	<i>130</i>
<i>Fig. 4.12: Evolución del grado de carga para sistemas 'LIVC' y 'EIVC' con RCA optimizado</i>	<i>133</i>
<i>Fig. 4.13: Consumo efectivo a carga parcial para RCA variable: sistemas 'LIVC' y 'EIVC'</i>	<i>135</i>
<i>Fig. 4.14: Proporción de gases residuales para RCA variable: sistemas 'LIVC' y 'EIVC'</i>	<i>136</i>
<i>Fig. 4.15: Función ERROR para los casos de control por mariposa</i>	<i>138</i>
<i>Fig. 4.16: Función ERROR para el caso 'LIVC' con RCA fijo</i>	<i>139</i>
<i>Fig. 4.17: Función ERROR para el caso 'EIVC' con RCA optimizado</i>	<i>139</i>

<i>Fig. 4.18: Función ERROR para el caso 'LIVC' con RCA optimizado</i>	<i>140</i>
<i>Fig. 4.19: Campo escalar de la función ERROR para el caso 'LIVC'</i>	<i>141</i>
<i>Fig. 4.20: Campo escalar de la función ERROR para el caso 'EIVC'</i>	<i>142</i>

Bibliografía

Capítulo I

- [1.1] http://europa.eu/legislation_summaries/environment/air_pollution/128186_es.htm
- [1.2] http://unfccc.int/ghg_data/items/3825.php
- [1.3] <http://www.tecnun.es/asignaturas/Ecologia/Hipertexto/10CAtm1/350CaCli.htm>
- [1.4] Heywood, John B.: '*Pollutant formation and control*', en Heywood, John B.: '*Internal Combustion Engine Fundamentals*' (Mc Graw-Hill, 1988), p. 572
- [1.5] Tinaut, F. V. y Horrillo, A.: '*Requerimientos y formación de la mezcla en MEP*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), p. 486
- [1.6] Casanova, J. y Armas, O.: '*Técnicas para reducir emisiones en contaminantes. Normativas*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), p. 659
- [1.7] <http://www.mechadyne-int.com/vva-products/variable-lift>
- [1.8] Rodríguez, P. A. y Nogueira, J. I.: '*Curvas características y aplicaciones*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), p. 952
- [1.9] Rodríguez, P. A. y Nogueira, J. I.: '*Curvas características y aplicaciones*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), p. 956
- [1.10] Austin, T. C., Dulla, R. G. y Carlson, T. R.: '*Alternative and Future Technologies for Reducing Greenhouse Gas Emissions from Road Vehicles*' (Sierra Research Inc., 1999), p. 58

[1.11] <http://www.mechadyne-int.com/vva-reference/intake-valve-closing-strategies>

[1.12] <http://www.mechadyne-int.com/vva-reference/other-part-load-strategies>

[1.13] Galindo, J. y Hernández, J. J.: '*Modelado de motores*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), p. 747

[1.14] Heywood, John B.: '*Modeling real engine flow and combustion processes*', en Heywood, John B.: '*Internal Combustion Engine Fundamentals*' (Mc Graw-Hill, 1988), p. 748-750

[1.15] Galindo, J. y Hernández, J. J.: '*Modelado de motores*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), p. 748

Capítulo II

[2.1] Lecuona, A. y Rodríguez, P. A.: '*Parámetros Básicos*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), p. 48

[2.2] Lecuona, A. y Rodríguez, P. A.: '*Parámetros Básicos*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), p. 47

[2.3] Heywood, John B.: '*Poppet valve geometry and timing*', en Heywood, John B.: '*Internal Combustion Engine Fundamentals*' (Mc Graw-Hill, 1988), p. 220

[2.4] Sanz Acebes, Santiago: '*El sistema de distribución*' en Sanz Acebes, Santiago: '*Motores*' (Editex, 2007), p. 147

[2.5] Chase, M.W. (ed.), *NIST-JANAF Thermochemical Tables*, 4th ed. American Institute of Physics, 1998. Se pueden consultar también en: <http://kinetics.nist.gov/janaf/>

[2.6] Heywood, John B.: '*Computer routines for property and composition calculations*', en Heywood, John B.: '*Internal Combustion Engine Fundamentals*' (Mc Graw-Hill, 1988), pp. 130-140

[2.7] <http://www.grc.nasa.gov/WWW/CEAWeb/>. Se pueden consultar las tablas de datos y los coeficientes para distintos rangos de temperatura para multitud de especies en: <http://www.grc.nasa.gov/WWW/CEAWeb/ceaThermoBuild.htm>

[2.8] Chang, Raymond: '*Gases*' en Chang, Raymond: '*Química*' 7^a ed. (Mc Graw-Hill, 2002), p. 165, también en: http://es.wikipedia.org/wiki/Ley_de_Avogadro

[2.9] Heywood, John B.: '*Computer routines for property and composition calculations*', en Heywood, John B.: '*Internal Combustion Engine Fundamentals*' (Mc Graw-Hill, 1988), pp. 130-140

- [2.10] Heywood, John B.: '*Computer routines for property and composition calculations*', en Heywood, John B.: '*Internal Combustion Engine Fundamentals*' (Mc Graw-Hill, 1988), p. 133
- [2.11] Heywood, John B.: '*Termoquímica de fuel-air mixtures*', en Heywood, John B.: '*Internal Combustion Engine Fundamentals*' (Mc Graw-Hill, 1988), p. 78
- [2.12] <http://en.wikipedia.org/wiki/Gasoline>
- [2.13] Heywood, John B.: '*Combustion in Spark-Ignition Engines*', en Heywood, John B.: '*Internal Combustion Engine Fundamentals*' (Mc Graw-Hill, 1988), p. 479
- [2.14] Heywood, John B.: '*Combustion in Spark-Ignition Engines*', en Heywood, John B.: '*Internal Combustion Engine Fundamentals*' (Mc Graw-Hill, 1988), p. 390
- [2.15] Tinaut, F. V. y López, J. J.: '*Combustión en MEP*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), p. 543
- [2.16] Heywood, John B.: '*Combustion in Spark-Ignition Engines*', en Heywood, John B.: '*Internal Combustion Engine Fundamentals*' (Mc Graw-Hill, 1988), p. 394
- [2.17] Heywood, John B.: '*Combustion in Spark-Ignition Engines*', en Heywood, John B.: '*Internal Combustion Engine Fundamentals*' (Mc Graw-Hill, 1988), p. 374
- [2.18] Tinaut, F. V. y López, J. J.: '*Combustión en MEP*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), p. 554
- [2.19] Torregrosa, A. J. y Giménez, B.: '*Flujo en conductos de admisión y escape*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), p. 175
- [2.20] Heywood, John B.: '*Flow rate and discharge coefficient*', en Heywood, John B.: '*Internal Combustion Engine Fundamentals*' (Mc Graw-Hill, 1988), pp. 225-230
- [2.21] Heywood, John B.: '*Engine Heat Transfer*', en Heywood, John B.: '*Internal Combustion Engine Fundamentals*' (Mc Graw-Hill, 1988), p. 668
- [2.21b] Torregrosa, A. J. y Olmeda, P.: '*Pérdidas de Calor. Refrigeración*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), p. 92
- [2.22] Heywood, John B.: '*Engine Heat Transfer*', en Heywood, John B.: '*Internal Combustion Engine Fundamentals*' (Mc Graw-Hill, 1988), pp. 668-669
- [2.22b] Torregrosa, A. J. y Olmeda, P.: '*Pérdidas de Calor. Refrigeración*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), p. 92
- [2.23] Torregrosa, A. J. y Olmeda, P.: '*Pérdidas de Calor. Refrigeración*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), p. 101

[2.24] Heywood, John B.: '*Engine Heat Transfer*', en Heywood, John B.: '*Internal Combustion Engine Fundamentals*' (Mc Graw-Hill, 1988), pp. 678-680

[2.25] Heywood, John B.: '*Engine Heat Transfer*', en Heywood, John B.: '*Internal Combustion Engine Fundamentals*' (Mc Graw-Hill, 1988), pp. 678-680

[2.26] Heywood, John B.: '*Engine Heat Transfer*', en Heywood, John B.: '*Internal Combustion Engine Fundamentals*' (Mc Graw-Hill, 1988), p. 680

Capítulo III

[3.1] Lecuona, A. y Rodríguez, P. A.: '*Parámetros Básicos*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), pp. 43-70

[3.2] Serrano, J. R. y Galindo, J.: '*Renovación de la carga en motores 4T*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), p. 204

[3.3] Armas, O. y Lecuona, A.: '*Ciclos de trabajo*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), p. 80

[3.4] Heywood, John B.: '*Combustion in Spark-Ignition Engines*', en Heywood, John B.: '*Internal Combustion Engine Fundamentals*' (Mc Graw-Hill, 1988), p. 374

[3.5] Lecuona, A. y Rodríguez, P. A.: '*Parámetros Básicos*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), pp. 57-59

[3.6] SAE J1349 ('*Engine Power Test Code - Spark Ignition and Compression Ignition - As Installed Net Power Rating*'): http://standards.sae.org/j1349_201109/

[3.7] SAE J1995 ('*Engine Power Test Code-Spark Ignition and Compression Ignition - Gross Power Rating*'): http://standards.sae.org/j1995_199506/

[3.8] Rodríguez, P. A. y Nogueira, J. I.: '*Curvas características y aplicaciones*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), p. 960

[3.9] Lecuona, A. y Rodríguez, P. A.: '*Parámetros Básicos*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), pp. 43-70

[3.10] Rodríguez, P. A. y Nogueira, J. I.: '*Curvas características y aplicaciones*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), p. 965

[3.11] Serrano, J. R. y Galindo, J.: '*Renovación de la carga en motores 4T*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), p. 218

[3.12] Serrano, J. R. y Galindo, J.: '*Renovación de la carga en motores 4T*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), p. 219

Capítulo IV

[4.1] Payri, F. y Serrano, J. R.: '*Sobrealimentación*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), p. 320

[4.2] Payri, F. y Serrano, J. R.: '*Sobrealimentación*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), p. 276

[4.3] Rodríguez, P. A. y Nogueira, J. I.: '*Curvas características y aplicaciones*', en Payri, F. y Desantes, J. M.: '*Motores de Combustión Interna Alternativos*' (Reverté, 2011), p. 965